

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

---

**Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a  
Gás a partir de Conjunto Turbo-Compressor Pré-Existente.**

**Diego Lombello Santos Donadio**

**Orientador: Dr. Guenther Carlos Krieger Filho**



**São Paulo**

**2004**



Trabalho de Graduação – Câmara de Combustão para Micro Turbina a Gás

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

---

**Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a  
Gás a partir de Conjunto Turbo-Compressor Pré-Existente.**

**Trabalho de formatura apresentado à  
Escola Politécnica da Universidade  
de São Paulo para a obtenção do  
título de Graduação em Engenharia**

**Diego Lombello Santos Donadio**

**Orientador: Dr. Guenther Carlos Krieger Filho**

**São Paulo**

**2004**



## Resumo

*Bibliografias específicas sobre câmaras de combustão em turbinas a gás são de difícil acesso. Exatamente por este motivo, o presente estudo reúne informações com o objetivo de projetar uma câmara de combustão para uma micro-turbina a gás, utilizando-se metano, a partir de um conjunto turbo-compressor automotivo pré-existente. Apesar de pequenas desvantagens das turbinas a gás em relação a motores alternativos, existem diversas vantagens dentre as quais destacam-se a elevada relação entre potência gerada por peso do conjunto e o menor custo, dada a menor necessidade de matérias primas na construção. Definiram-se todos os parâmetros geométricos, como diâmetro e comprimento, bem como pressões e temperaturas ao longo da micro-turbina a gás, além dos fluxos mássicos de ar e combustível atuantes no sistema proposto. As dimensões do sistema mostraram-se bastante realistas e condizentes com valores encontrados na literatura o que garante a validade dos cálculos. A câmara projetada possui diâmetro de 103mm com comprimento de 288mm e fluxo mássico de ar e combustível de 0,20kg/s e 3,66g/s, respectivamente. Esses parâmetros determinam uma eficiência de combustão de 92% (85% já é considerado satisfatório) e potência líquida da ordem de 7,6kW, capaz de abastecer uma residência simples.*



## Abstract

*Specific bibliographies on combustion chamber in gas turbines are difficult to be reached. Due to such fact, this current study gathers information aiming at sketching a combustion chamber for a micro gas turbine, making use of methane, from an automotive turbocharger already in existence. In spite of some disadvantages of gas turbines when compared to alternative engines, there are a lot of advantages, among which, the high relationship between power generated by weight and the low cost, inasmuch as the low need of raw material as per the construction. All geometric parameters have been outlined, such as diameter and length, as well as pressure and temperatures throughout the micro gas turbine, besides the air and fuel mass flow present in the suggested system. The system dimensions seemed to be quite realistic and reliable to the numbers found in the literature, what assures the validity of the calculi. The sketched chamber has a diameter of 103 mm with length at 288mm and air and fuel mass flow of 0,20kg/s and 3,66g/s, respectively. Such parameters determine a performance combustion of 92% (85% is already satisfactory) and a net generated power of 7.6kW, able to fill up an ordinary house.*



## Agradecimentos

Acredito não haver necessidade em agradecer aos meus pais pela oportunidade que me ofereceram a respeito de minha educação, tanto no âmbito humano como no acadêmico. Acredito também não haver necessidade em agradecer aos meus grandes amigos, que nas horas mais difíceis sempre, repito, sempre, estavam “lá”, seja “lá” onde fosse. Acredito também não precisar agradecer minha companheira por me suportar, em várias ocasiões, em meus momentos de irritação e impaciência, por estar ao meu lado nos melhores momentos de minha vida, curta é verdade, mas nem por isso desprezível, e pela fundamental colaboração neste trabalho. Enfim, “Everything that has a beginning has an end!” (Matrix-Revolutions) e tenho certeza que esse fim é apenas o começo de tudo.

“Beware of him that is slow to anger: He is angry for something and will not be pleased for nothing”

Benjamin Franklin



## Sumário

1. Introdução .....	1
2. Análise Termodinâmica: O Ciclo Padrão a Ar .....	3
2.1. O Ciclo Brayton .....	3
<i>Compressor</i> .....	5
<i>Turbina</i> .....	5
<i>Trocador de Calor</i> .....	5
2.2. Algumas Simulações .....	11
<i>Trabalho Líquido</i> .....	12
<i>Temperatura Ótima da Saída do Compressor (<math>T_2</math>)</i> .....	14
<i>Rendimento do Ciclo</i> .....	16
<i>Demonstrações das Fórmulas em Função dos Rendimentos</i> .....	17
3. Aplicação à Micro-Turbina .....	19
<i>Efeito do Rendimento da Turbina e da Razão de Pressão no Ciclo</i> .....	25
4. A Câmara de Combustão .....	27
4.1. Conceitos Básicos .....	27
4.2. Análise dos Difusores .....	30
4.2.1. Projeto do Difusor .....	38
4.3. Análise Aerodinâmica .....	39
4.3.1. Projeto da Câmara de Combustão .....	42
<i>Cálculo da Área do “Casing”</i> .....	42
<i>Cálculo da Área do “Liner”</i> .....	43
<i>Cálculo dos Furos para o Ar de Diluição (Zona de Diluição)</i> .....	47
<i>Temperatura dos Gases de Exaustão</i> .....	58
<i>Comprimento da Câmara de Combustão</i> .....	59
4.3.2. O Projeto do Swirler .....	60
<i>Dimensionamento do Swirler</i> .....	63
4.4. Eficiência da Combustão .....	66
5. Ignição .....	69
5.1. Vida do Ignitor .....	69
5.1. Duração da Ignição .....	70
5.2. Unidade de Ignição Básica .....	70



5.3. O Processo de Ignição.....	71
5.4. Teoria da Ignição.....	71
6. Injeção de Combustível.....	75
7. Transferência de Calor na Câmara de Combustão.....	77
7.1. Radiação Interna.....	78
7.1.1. Radiação Não-Luminosa.....	78
7.1.2. Radiação Luminosa.....	84
7.2. Radiação Externa.....	85
7.3. Convecção Interna.....	86
7.4. Convecção Externa.....	87
7.5. Condução no Liner.....	88
7.6. Temperaturas de Equilíbrio do Liner.....	88
8. Compatibilização de Componentes.....	90
8.1. Procedimento para Compatibilização de Componentes.....	93
9. Conclusões.....	96
10. Referências Bibliográficas.....	98



## Índice de Figuras

Figura 01	Conjunto da Turbina a Gás	03
Figura 02	Diagramas P-v e T-s	04
Figura 03	Rendimento Térmico do Ciclo	09
Figura 04	Trabalho Líquido – Compressor	12
Figura 05	Trabalho Líquido – Turbina	13
Figura 06	Efeitos dos Rendimentos no Trabalho Líquido do Ciclo	14
Figura 07	Efeitos dos Rendimentos no Rendimento do Ciclo	16
Figura 08	Superfície para Potência Líquida do Ciclo	25
Figura 09	Superfície para Rendimento do Ciclo	26
Figura 10	Câmara de Combustão Anular de Fluxo Reverso	28
Figura 11	Difusor Cônico	31
Figura 12	Diagrama para Projeto de Difusores Cônicos	36
Figura 13	Diagrama para Projeto dos Furos no <i>Liner</i>	48
Figura 14	Diagrama para Determinação de $C_D$	56
Figura 15	Ilustração Básica do <i>Swirler</i> Plano	60
Figura 16	Fluxo na Saída do <i>Swirler</i>	61
Figura 17	Fluxo de Reversão no <i>Swirler</i> – Ângulo de Vãos	62
Figura 18	Fluxo de Reversão no <i>Swirler</i> – Número de <i>Swirl</i>	63
Figura 19	Coeficiente de Perda de Pressão no <i>Swirler</i>	64
Figura 20	Eficiência da Combustão	67
Figura 21	Unidade de Ignição 12J	70
Figura 22	Fases do Processo de Ignição	71
Figura 23	Energia Mínima de Ignição	73
Figura 24	Troca de Calor no <i>Liner</i>	78
Figura 25	Emissividade do $CO_2$	81
Figura 26	Emissividade do $H_2O$	81
Figura 27	Fator de Correção da Emissividade do $CO_2$	82
Figura 28	Fator de Correção da Emissividade do $H_2O$	82
Figura 29	Correção Espectral da Emissividade	83
Figura 30	Curva Característica do Compressor	90
Figura 31	Curva Característica da Turbina	91





Figura 31 Gerador de Gás e Unidade de Potência



## Índice de Tabelas

Tabela 01	Temperatura de Saída do Compressor	15
Tabela 02	Limites de Flamabilidade	30
Tabela 03	Perdas de Pressão em Câmaras de Combustão	41
Tabela 04	Resumo dos Parâmetros da Câmara de Combustão	60
Tabela 05	Resumo dos Parâmetros do <i>Swirler</i>	65

## 1. Introdução

Dentre as diversas alternativas à geração de energia elétrica, as turbinas a gás mostram-se como uma solução viável e inteligente, em função de uma maior razão potência/peso [1], característica que lhes confere maior facilidade no transporte e manejo do conjunto, o custo do projeto normalmente é menor quando comparado com motores alternativos, bem como o gasto com matérias primas [1].

Algumas desvantagens podem ser apontadas como menor potência líquida fornecida e maior sensibilidade à qualidade do combustível [1]. Entretanto, as vantagens sobrepujam.

Sendo a câmara de combustão responsável pela fonte de energia através da queima do combustível à turbina a gás, este trabalho destina-se ao projeto de uma câmara de combustão para uma micro-turbina a gás a partir de conjunto turbo-compressor automotivo pré-existente com o uso de gás metano como combustível.

Expondo alguns conceitos que servirão de base para o andamento de todo o projeto, ficará possível o entendimento da termodinâmica envolvida no funcionamento de uma turbina a gás.

Em princípio será analisado o ciclo padrão a ar, Ciclo Brayton, sem a presença de combustível [1]. É claro que ao eliminar-se a presença do combustível se estará simplificando bastante a análise, mas numa primeira etapa tal simplificação torna-se interessante.

Serão feitas algumas simulações simplificadas com o intuito de observar-se variações de rendimento e trabalho líquido em função de diferentes razões de pressão, valores de rendimentos das máquinas térmicas (compressor, trocador de calor/câmara de combustão e turbina) e valores de temperaturas envolvidas no ciclo. A idéia é estabelecer uma espécie de “mapa de rendimento e trabalho” para todas as variáveis apresentadas acima.

Posterior a esta análise inicial, o estudo mostrará a integração da câmara de combustão em todo o ciclo da turbina a gás, bem como do processo de combustão, os quais representam o escopo deste projeto. Nesta fase se dimensionará o difusor, responsável pela diminuição da velocidade do ar vindo do compressor de forma a facilitar o processo de combustão. Da análise termodinâmica se definirão as dimensões da câmara de combustão, como diâmetros do *casing*, *liner*, *swirler*, e furos para permitir a passagem dos gases de diluição. Também se determinará a temperatura atuante na entrada da turbina, esta de estrita correlação com o trabalho líquido fornecido pelo conjunto, e eficiência da combustão [2].



A análise do processo de ignição [2,3,4] e injeção do combustível [2] também fazem parte deste projeto e são de igual importância.

O desafio da determinação da temperatura de equilíbrio do *liner*, através do equilíbrio dos fluxos de troca de calor por convecção, radiação e condução existentes na câmara de combustão, para definir o tipo de material capaz de resisti-la mostra-se também fundamental.

Outra maneira de se determinar as condições de operação do sistema, leiam-se temperaturas e pressões atuantes nas várias secções, é através da análise de compatibilidade de componentes (“component matching”) [5]. Esta análise garante a equalização do fluxo mássico no conjunto bem como a garantia de que a rotação do compressor e turbina seja mantida a mesma.

Como proposta final tem-se a elaboração de desenhos técnicos para a construção da câmara de combustão projetada neste estudo.

## 2. Análise Termodinâmica: O Ciclo Padrão a Ar

O Ciclo Padrão a Ar é uma simplificação no qual define-se que o fluido de trabalho na turbina a gás é o ar. Sendo assim, não deve haver a injeção de nenhum outro fluido, o que implica que o ar receberá energia não pelo processo de combustão, mas sim por um trocador de calor [1].

A figura 1 apresenta um esquema simplificado do conjunto da turbina a gás para o ciclo supra mencionado.

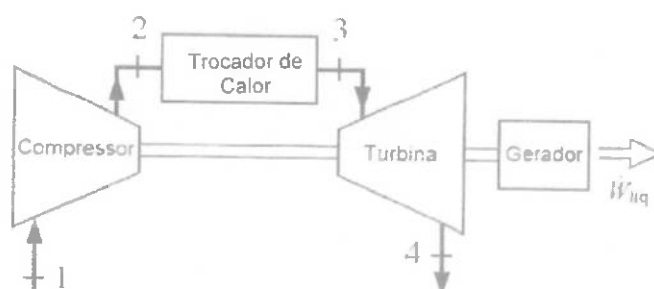


Figura 1 – Conjunto da turbina a gás para o ciclo-padrão ar a ser estudado

### 2.1. O Ciclo Brayton

O Ciclo Brayton representa uma simplificação dos processos que ocorrem nas máquinas térmicas da turbina a gás quando se trata do ciclo padrão ar. Os processos de compressão e expansão são assumidos adiabáticos e reversíveis, ou em outras palavras, são processos isentrópicos. Essa hipótese é muito importante, pois facilita bastante a definição das condições de estado do compressor, turbina e trocador de calor. Outra hipótese é que no trocador de calor, onde ocorre o fornecimento de energia ao ar, não há perda de pressão. Por fim, assume-se que a pressão de saída da turbina é a mesma da entrada do compressor [1,5]. A figura 2 apresenta os processos indicados pela figura 1 nos diagramas P-v (a) e T-s (b).

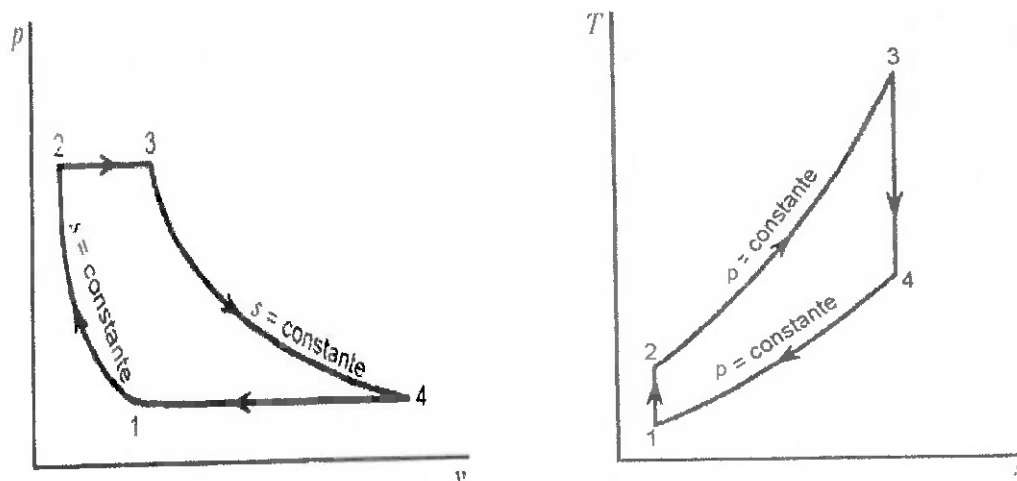


Figura 2 – Indicação dos processos de compressão (1-2), troca de calor (2-3) e expansão (3-4) nos diagramas P-v e T-s

A análise a ser feita em seguida considera o sistema já operando em regime permanente (RP), ou seja, os fatores que definem as condições de partida e parada não serão consideradas neste projeto.

Aplicando-se a 1ª Lei da Termodinâmica para um estado inicial qualquer (i) e um final (f) temos o seguinte:

$$q_{i,f} - w_{i,f} = (h_f - h_i) + \left( \frac{V_f^2}{2} - \frac{V_i^2}{2} \right) \quad (1)$$

No qual:

- $q_{i,f}$ : troca de calor entre os estados inicial e final
- $w_{i,f}$ : trabalho específico realizado entre os estados inicial e final
- $h_{i,f}$ : entalpias dos estados inicial e final
- $V_{i,f}$ : velocidade do fluido dos estados inicial e final

Uma vez definido a forma da 1ª Lei podemos aplicá-la para cada uma das etapas definidas nos diagramas da figura 2.

### *Compressor*

Aplicando a hipótese de que não há troca de calor no processo de compressão e que a energia proveniente da variação de velocidade é desprezível, tem-se:

$$w_{Comp} = w_{1,2} = h_1 - h_2 \quad (2)$$

### *Turbina*

Aplicando as mesmas hipóteses assumidas para o compressor, tem-se:

$$w_{Turb} = w_{3,4} = h_3 - h_4 \quad (3)$$

### *Trocador de Calor*

O fato relevante é que não há trabalho no trocador de calor (câmara de combustão), portanto,

$$q_{Entrada} = q_{in} = q_{2,3} = h_3 - h_2 \quad (4)$$

O trabalho que será efetivamente aproveitado para o acionamento de um gerador elétrico, por exemplo, corresponde à soma algébrica dos trabalhos consumido no compressor e fornecido pela turbina, ou seja:

$$w_{liq} = w_{Turb} + w_{Comp} \quad (5)$$

Note que o trabalho do compressor entra somando uma vez que seu valor algébrico já é negativo devido ao fato de a entalpia do estado 2 ser maior que a entalpia do estado 1.

Para definir o rendimento térmico da turbina a gás basta lembrar que rendimento é a fração entre a energia efetivamente aproveitada e a energia total fornecida para qualquer sistema. Sendo assim, tem-se:

$$\eta_{Térmico} = \eta_t = \frac{w_{liq}}{q_{in}} \quad (6)$$

Faz-se, a partir de agora, a hipótese de que o calor específico do ar a pressão constante seja independente da temperatura. Então, para gás perfeito (GP), tem-se a seguinte expressão para entalpia em um estado qualquer (k):

$$h_k = c_p \cdot T_k \quad (7)$$

A equação acima será empregada para determinar o trabalho do compressor e turbina, bem como o calor fornecido pelo trocador de calor em função da temperatura, grandeza tal que é possível de ser medida.

Vale ressaltar que a hipótese feita para a definição da equação 7 assume calor específico a pressão constante e sabe-se que tal fato só ocorre no trocador de calor (câmara de combustão) e não nos processo de compressão e expansão por razões óbvias. Além disso, o calor específico é, na prática, fortemente relacionado de forma direta com a temperatura. Entretanto, para um primeira análise a precisão matemática não é o fator determinante, mas sim a ordem de grandeza dos parâmetros, sendo então justificada assim a utilização de tal aproximação.

Substituindo a equação 7 nas equações 2-4, tem-se:

$$w_{Comp} = c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (8)$$

$$w_{Turb} = c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (9)$$

$$q_{in} = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (10)$$

Redefinindo-se a expressão do trabalho líquido em função das temperaturas, tem-se:

$$w_{liq} = c_p \cdot (T_3 - T_4) + c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (11)$$

$$w_{liq} = c_p \cdot (T_3 + T_1 - T_4 - T_2) \quad (12)$$



Por fim, define-se uma nova expressão para o rendimento térmico, também em função das temperaturas:

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{q_{in}}$$

$$\eta_t = \frac{c_p \cdot (T_3 + T_1 - T_4 - T_2)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_t = \frac{(T_3 + T_1 - T_4 - T_2)}{(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2 + T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (13)$$

O interessante de se mencionar a respeito da expressão acima é a possibilidade de serem obtidos os valores das temperaturas requeridas. As temperaturas de entrada do compressor ( $T_1$ ) e saída da turbina ( $T_4$ ) são de fato possível de serem obtidas, principalmente pelo fato de que tais se apresentam em posições físicas mais acessíveis. Entretanto, é exatamente o oposto do que ocorre com as temperaturas de saída do compressor ( $T_2$ ) e entrada da turbina ( $T_3$ ), que são de medições muito mais complexas. Sendo assim torna-se interessante conseguir definir o rendimento térmico de uma turbina a gás em função de algum outro parâmetro de conhecimento prévio.

Partindo-se da 2ª Lei da Termodinâmica e das hipóteses de que se está trabalhando com um fluido considerado GP e processos de compressão e expansão isoentrópicos, pode-se definir, para estados quaisquer i e j [6],

$$\frac{p_j}{p_i} = \left( \frac{T_j}{T_i} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (14)$$

No qual: k: Constante isoentrópica do ar.

Uma das hipóteses do Ciclo Brayton é que a pressão de saída da turbina é a mesma de entrada do compressor e que não há perda de pressão no trocador de calor (câmara de

combustão). Sendo assim, a razão de pressão no compressor é a mesma razão de diminuição de pressão na turbina. Dessa forma, pode-se utilizar a expressão 14 para encontrar a relação entre pressões e temperaturas na entrada e saída do compressor e turbina:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (15)$$

ou

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (16)$$

A expressão 16 permite definir da seguinte forma  $T_3$  e  $T_2$ :

$$T_3 = T_4 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (17)$$

e

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (18)$$

Substituindo-se as duas expressões acima na expressão 13, tem-se:

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\left(T_4 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_4 - T_1) \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (19)$$

A expressão 19 fornece uma informação muito valiosa e interessante. O rendimento de uma turbina a gás (entenda-se todo o conjunto das máquinas térmicas) aumenta com o aumento da razão de pressão (figura 3).

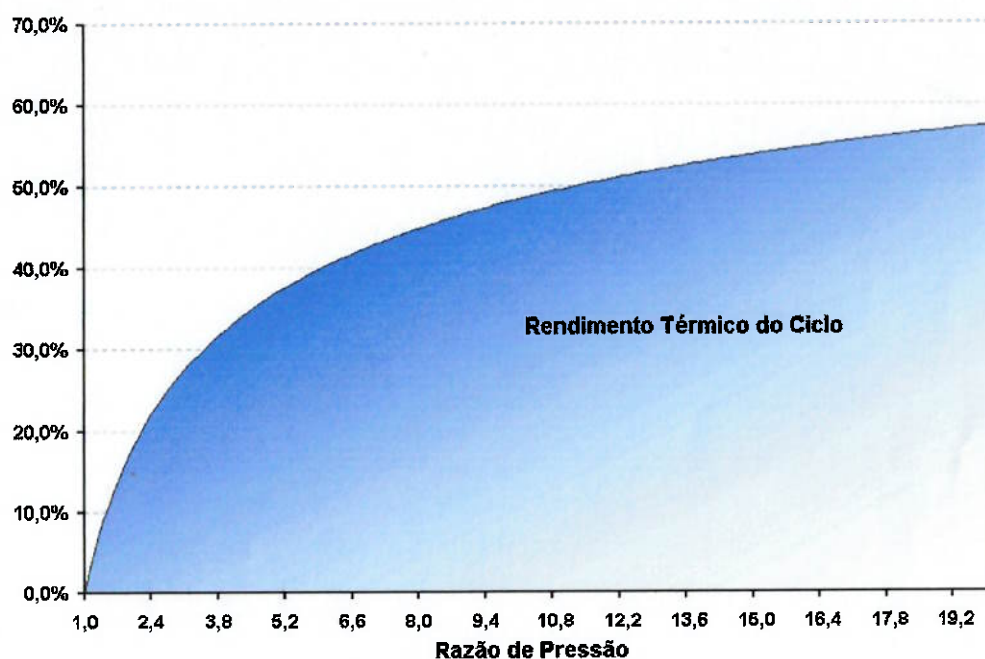


Figura 3 – Rendimento térmico do ciclo como função da razão de pressão definida no compressor

É sempre importante ressaltar que a expressão 19 incorpora uma série de idealizações e que com certeza não corresponde ao comportamento real, porém espera-se que a tendência do comportamento real seja mantida.

E será que se pode ter um aumento indefinido da razão de pressão para aumentarmos o rendimento térmico? A resposta, por intuição, seria não e é possível de entender o porquê. O aumento da razão de pressão provoca um aumento na temperatura de saída dos gases do compressor e por consequência um aumento na temperatura dos gases de entrada na turbina. Infelizmente, a temperatura de entrada na turbina é limitada pela própria natureza do material usado na construção das palhetas do rotor. Sendo assim, torna-se interessante um estudo sobre

isso, com o intuito de descobrir a razão de pressão ótima que se pode ter de forma a garantir o maior rendimento possível para uma dada condição de pressão e temperatura na entrada do compressor e para uma dada condição de temperatura na entrada da turbina. *↑ ? condições*

Sabe-se que o que garante o funcionamento de todo o conjunto não é o rendimento térmico, mas sim o trabalho líquido gerado. Caso este seja algebricamente menor ou igual a zero, então a turbina não é capaz de movimentar o compressor e dar mobilidade ao conjunto.

Pode-se, então, definir a expressão do trabalho líquido em função da temperatura de saída do compressor,  $T_2$ . Pela expressão 16,  $T_4$  pode ser escrita em função das outras temperaturas envolvidas no processo:

$$T_4 = T_1 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (20)$$

Substituindo 20 em 12:

$$w_{liq} = c_p \cdot \left( T_3 + T_1 - \left( \frac{T_3}{T_2} \right) T_1 - T_2 \right) \quad (21)$$

Derivando-se esta expressão em  $T_2$ , uma vez que essa temperatura é a única diretamente relacionada com a razão de pressão, e igualando-a a zero (ponto de máximo), tem-se: *18 ↑ T2 ↑ P2/P1*

$$\frac{dw_{liq}}{dT_2} = c_p \cdot \left( - \left( - \frac{T_3 \cdot T_1}{T_2^2} \right) - 1 \right) = 0$$

Rearranjando os termos:

$$\frac{dw_{liq}}{dT_2} = c_p \cdot \left( -1 + \frac{T_3 \cdot T_1}{T_2^2} \right) = 0$$

A expressão acima só atingirá o valor nulo se o termo entre parênteses o fizer, ou seja, se

$$-1 + \frac{T_3 \cdot T_1}{T_2^2} = 0. \text{ Assim,}$$

$$T_2 = \sqrt{T_3 \cdot T_1} \quad (22)$$

A expressão acima representa o valor ótimo de  $T_2$  para a ocorrência de trabalho máximo.

Lembrando-se da expressão 15 e substituindo a expressão 22 nela, tem-se:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{k}{k-1} \right)} \quad (23)$$

A expressão acima possibilita descobrir qual a razão de pressão a ser implementada no compressor a fim de se ter o trabalho líquido máximo para valores definidos de temperatura de entrada do compressor e turbina.

Explorando um pouco mais a expressão 23, o mais relevante é que a razão de pressão ótima aumenta com o aumento da temperatura  $T_3$ , ou seja, se as palhetas do rotor da turbina suportarem temperaturas cada vez maiores, maior será a razão de pressão ótima e, por sua vez, para valores cada vez maiores da razão de pressão, maiores serão os valores de rendimento térmico (vide expressão 19) para o sistema.

Imagine o que aconteceria com o trabalho líquido se a razão de pressão aumentar acima da ótima, mas mantendo o mesmo valor de temperatura na entrada da turbina ( $T_3$ ). Sem dúvida aumentaríamos o rendimento térmico, uma vez que a temperatura de saída do compressor ( $T_2$ ) seria mais alta e, portanto, menos calor seria transferido ao fluido pelo trocador de calor (câmara de combustão) para atingir a temperatura máxima  $T_3$ , já especificada pela natureza do material.

Note, entretanto, que uma vez que a temperatura de entrada da turbina é a mesma, não há aumento do trabalho fornecido pela turbina. Contudo, o aumento da razão de pressão aumenta o trabalho consumido pelo compressor (figura 2). Essa dinâmica dos trabalhos implica, necessariamente, numa diminuição do trabalho líquido sempre que se aumentar a razão de pressão acima da ótima e mantendo a temperatura de entrada da turbina constante.

## 2.2. Algumas Simulações

Algumas simulações serão feitas sobre os valores de rendimento térmico e trabalho líquido do sistema a partir de variações nos valores de razão de pressão, rendimentos das máquinas térmicas envolvidas, pressão e temperatura de entrada no compressor e temperatura máxima permitida para a entrada na turbina.

## Trabalho Líquido

Apenas lembrando as expressões necessárias ao cálculo do trabalho líquido:

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{liq} = c_p \cdot \left( T_3 + T_1 - \left( \frac{T_3}{T_2} \right) T_1 - T_2 \right) \quad \times \\ \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{k}{k-1} \right)} \quad \neq \end{array} \right. \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{k}{k-1} \right)} \quad \times \end{array} \right. \quad (25)$$

Os gráficos abaixo, figuras 4 e 5, mostram a variação do trabalho líquido para determinadas temperaturas de entrada do compressor e turbina. Portanto, serão variados os rendimentos das máquinas térmicas, bem como a razão de pressão aplicado ao ciclo. Vale ressaltar que o rendimento do trocador de calor (câmara de combustão) não afeta o trabalho líquido, mas somente o rendimento térmico do ciclo.

A demonstração das fórmulas, com a dependência direta dos rendimentos, é apresentada ao final desta secção.

A figura abaixo mostra a variação do trabalho líquido, para condições pré-definidas, em função apenas da razão de pressão e rendimentos do compressor (figura 4).

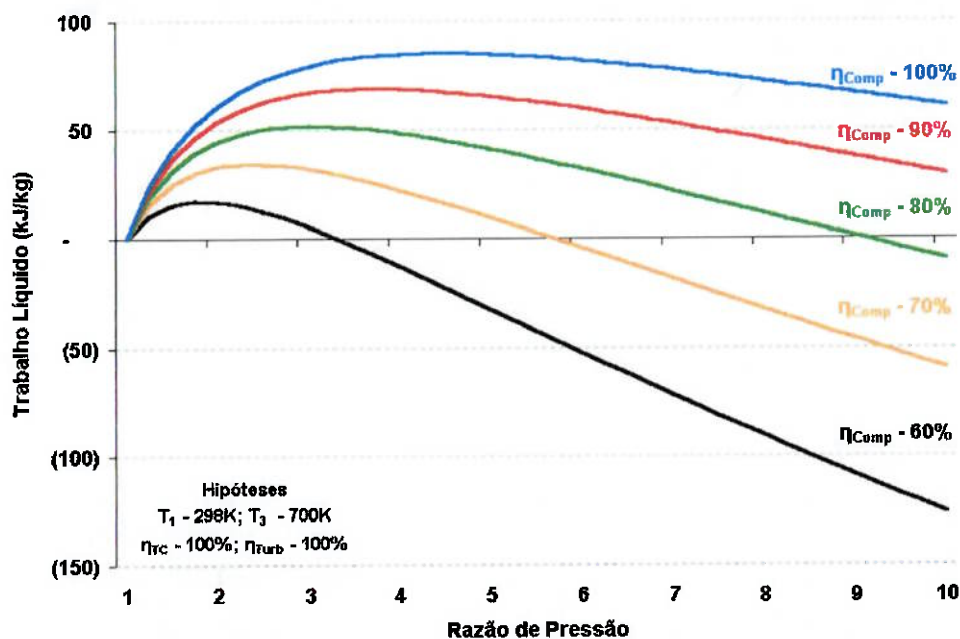


Figura 4 – Trabalho líquido como função dos parâmetros do compressor

Da figura acima pode-se retirar algumas informações interessantes. Nota-se que a medida que se diminui o rendimento do compressor, o trabalho líquido máximo também diminui. Além disso, a taxa de compressão que fornece o trabalho máximo também diminui com a diminuição do rendimento do compressor. Vê-se, portanto, a importância de se saber o rendimento do compressor a ser usado.

O próximo gráfico (figura 5) mostra a mesma simulação feita, agora, com diferentes valores de rendimento da turbina.

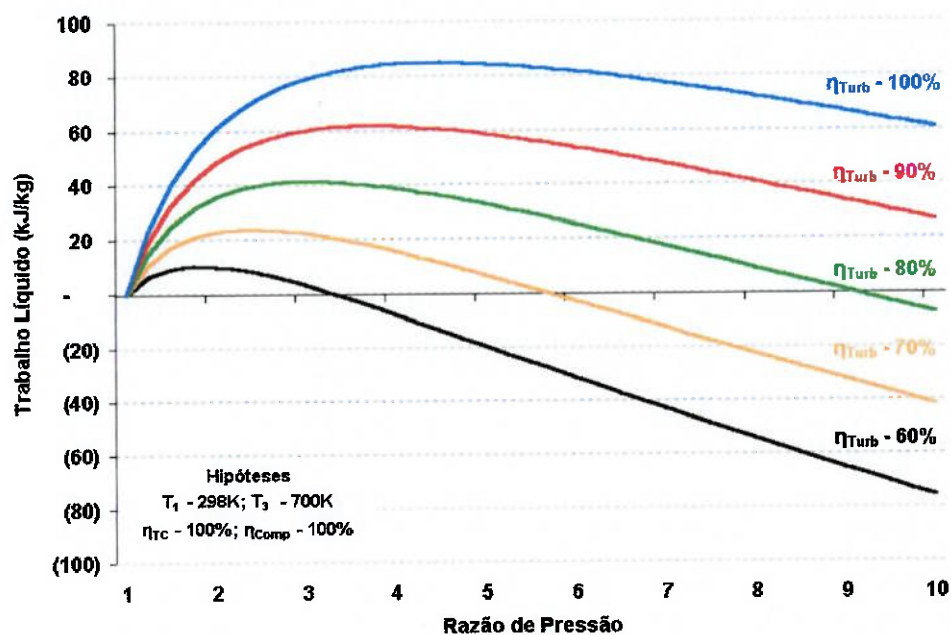


Figura 5 – Trabalho líquido como função dos parâmetros da turbina

O comportamento da curva é qualitativamente o mesmo com relação ao compressor. Entretanto, quantitativamente pode-se notar que o trabalho líquido do ciclo é mais sensível às perdas de rendimento na turbina ao compressor. O gráfico a seguir (figura 6) ilustra bem este ponto.

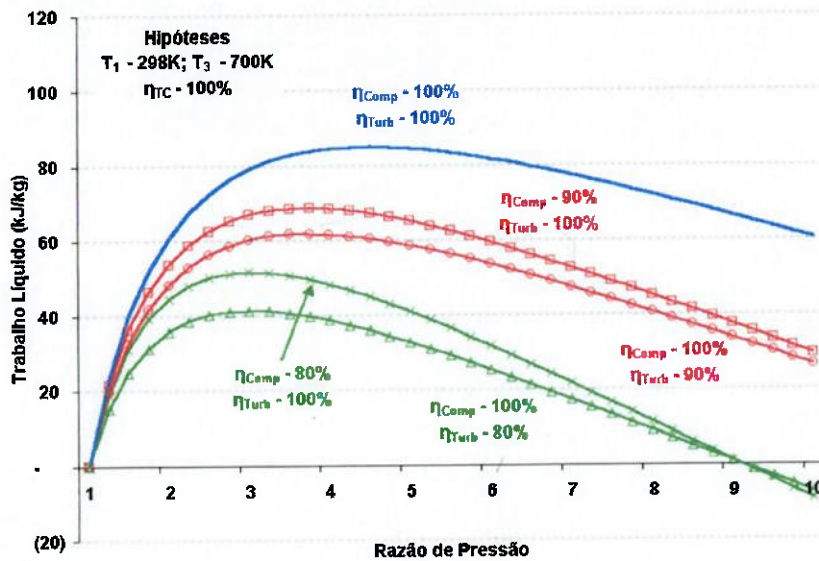


Figura 6 – Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no trabalho líquido do ciclo

Vê-se que, alterando os valores de rendimentos, sempre de forma simétrica entre compressor e turbina, tem-se para a mesma porcentagem de perda de rendimento na turbina uma curva de trabalho líquido abaixo da curva para o mesmo valor de perda de rendimento no compressor. Repare que a curva que apresenta  $\eta_{Turb} = 100\%$  e  $\eta_{Comp} = 80\%$  apresenta comportamento bem semelhante àquela com  $\eta_{Comp} = 100\%$  e  $\eta_{Turb} = 90\%$ , ao menos para razão de pressão menores que 2. A conclusão desta análise é que o elemento mais crítico é a turbina, ou seja, perdas de rendimento na turbina podem provocar maiores perdas no trabalho líquido do ciclo a perdas no compressor, justificando, portanto, toda e qualquer alternativa para o aproveitamento dos gases de escape da turbina, como ciclos combinados, regeneradores e recuperadores.

### Temperatura Ótima da Saída do Compressor ( $T_2$ )

Uma vez analisado o comportamento do trabalho líquido em função da taxa de compressão para diversos rendimentos das máquinas térmicas, parti-se agora para a análise do comportamento da temperatura ótima de saída do compressor (diretamente ligada à taxa de compressão) que garante o trabalho líquido máximo.



No desenvolvimento da temperatura ótima de saída do ar do compressor, chega-se a seguinte expressão (equação 22), admitindo rendimentos de 100%:

$$T_2 = \sqrt{T_3 T_1}$$

No entanto, aplicando-se os rendimentos no desenvolvimento da expressão para a temperatura ótima chega-se na seguinte fórmula:

$$T_2 = \sqrt{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp} \cdot T_3 \cdot T_1} \quad (26)$$

A tabela 1 abaixo mostra uma comparação entre os valores teóricos esperados, dados pela relação acima, e os valores obtidos com as simulações.

Tabela 1 – Temperatura  $T_2$  como função das diversas combinações dos rendimentos do compressor e turbina

Tabela T <sub>2</sub> - Temperatura de Saída do Compressor							
$\eta_{Comp}$		$\eta_{Turb}$					
		100%	90%	80%	70%	60%	50%
100%	T <sub>2</sub> Ideal	456,8	433,4	408,6	382,2	353,9	323,0
	T <sub>2</sub> Simulado	458,0	434,7	407,9	387,2	349,7	317,6
90%	T <sub>2</sub> Ideal	433,4	411,2	387,6	362,6	335,7	306,5
	T <sub>2</sub> Simulado	434,7	407,9	387,2	363,3	334,6	298,0
80%	T <sub>2</sub> Ideal	408,6	387,6	365,5	341,9	316,5	288,9
	T <sub>2</sub> Simulado	407,9	387,2	363,3	334,6	317,6	298,0
70%	T <sub>2</sub> Ideal	382,2	362,6	341,9	319,8	296,1	270,3
	T <sub>2</sub> Simulado	387,2	363,3	334,6	317,6	298,0	298,0
60%	T <sub>2</sub> Ideal	353,9	335,7	316,5	296,1	274,1	250,2
	T <sub>2</sub> Simulado	349,7	334,6	317,6	298,0	298,0	298,0
50%	T <sub>2</sub> Ideal	323,0	306,5	288,9	270,3	250,2	228,4
	T <sub>2</sub> Simulado	317,6	298,0	298,0	298,0	298,0	298,0

As diferenças observadas entre os valores teóricos e práticos são intrínsecos à simulação, decorrente da necessidade de se admitir valores fixos de incrementos para a razão de pressão, fato que impossibilita o monitoramento de toda a curva. Além disso, valores de temperatura

de 298K para o caso simulado indicam que não houve compressão alguma (devido ao baixo nível de rendimento) e, portanto, a temperatura do ar é mantida constante.

### Rendimento do Ciclo

O comportamento do rendimento é qualitativamente o mesmo do apresentado para o trabalho líquido. Portanto, para se ter noções de ordem de grandeza o gráfico abaixo (figura 7) mostra uma comparação para diferentes valores de rendimentos entre compressores e turbinas.

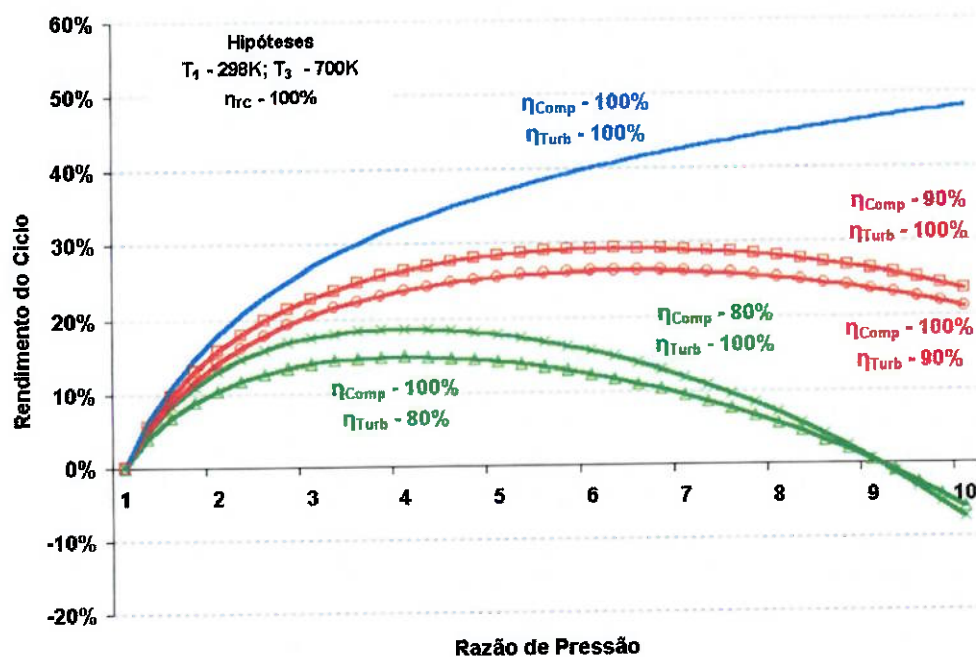


Figura 7 – Efeitos dos rendimentos do compressor e turbina no rendimento do ciclo

Da mesma forma que para o trabalho líquido, fica claro que perdas no rendimento da turbina afetam mais o rendimento do ciclo do que perdas no rendimento do compressor.

Com relação ao rendimento do trocador de calor (câmara de combustão), este tem influência direta apenas no rendimento do ciclo e tal relação é inversamente proporcional. Entretanto, é intuitivo imaginar que perdas de rendimento no trocador de calor provoquem perdas de rendimento no ciclo. O ponto em questão é que tais perdas no trocador de calor provocariam a diminuição natural da temperatura de entrada na turbina,  $T_3$ . Mas, as simulações, da forma que foram conduzidas, possuem como um dos parâmetros de fixos de

entrada a própria  $T_3$ , ou seja, tal temperatura é vista como uma variável exógena no sistema, fato que não ocorre no caso real.

Sendo assim, uma vez que se define a temperatura de entrada na turbina (independentemente do rendimento do trocador), perdas pelo trocador representam apenas diminuição no calor fornecido ao sistema, ou seja,  $q_{in}$  menor, o que provoca um aumento no rendimento global do ciclo.

Em uma etapa posterior do projeto se levará em consideração a relação entre rendimento do TC (câmara de combustão) e a temperatura de entrada na turbina.

### *Demonstrações das Fórmulas em Função dos Rendimentos*

O ponto de partida é determinar os trabalhos e calor transferido para o ciclo em função dos respectivos rendimentos das máquinas térmicas:

$$w_{Comp} = \frac{c_p \cdot (T_1 - T_2)}{\eta_{Comp}}$$

$$w_{Turb} = c_p \cdot (T_3 - T_4) \eta_{Turb}$$

$$q_{in} = c_p \cdot (T_3 - T_2) \eta_{TC}$$

O trabalho líquido é então determinado pela soma dos trabalhos realizados no ciclo:

$$w_{liq} = c_p \cdot (T_3 - T_4) \eta_{Turb} + \frac{c_p \cdot (T_1 - T_2)}{\eta_{Comp}} \quad \times$$

$$w_{liq} = \eta_{Turb} \cdot c_p \cdot \left( T_3 - T_4 + \frac{(T_1 - T_2)}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right) \quad (27)$$

O rendimento térmico é obtido dividindo-se o trabalho líquido do ciclo pelo calor fornecido ao ciclo:

$$\eta_t = \frac{\eta_{Turb} \cdot c_p \cdot \left( T_3 - T_4 + \frac{(T_1 - T_2)}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right)}{c_p \cdot (T_3 - T_2) \eta_{TC}}$$

$$\eta_t = \frac{\eta_{Turb}}{\eta_{TC}} \cdot \frac{\left( T_3 - T_4 + \frac{(T_1 - T_2)}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right)}{(T_3 - T_2)} \quad (28)$$

As temperaturas  $T_1$  e  $T_3$  serão admitidas requisitos de projeto e, portanto, não serão mudadas. Já as temperaturas  $T_2$  e  $T_4$  (temperatura de saída do compressor e turbina, respectivamente) serão calculadas lançando mão das relações retiradas da premissa de processo de compressão e expansão isentrópicos, através das fórmulas 17 e 18.

Para encontrar a temperatura ótima para termos o trabalho líquido máximo, deriva-se a expressão 27 em função de  $T_2$ :

$$w_{liq} = \eta_{Turb} \cdot c_p \cdot \left( T_3 - \frac{T_3}{T_2} T_1 + \frac{(T_1 - T_2)}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right)$$

$$\frac{dw_{liq}}{dT_2} = \eta_{Turb} \cdot c_p \cdot \left( 0 - \frac{T_3 \cdot T_1}{(T_2)^2} - \frac{1}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right) = 0$$

$$\eta_{Turb} \cdot c_p \cdot \left( \frac{T_3 \cdot T_1}{(T_2)^2} - \frac{1}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \right) = 0$$

$$\frac{T_3 \cdot T_1}{(T_2)^2} - \frac{1}{\eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} = 0$$

$$T_3 \cdot T_1 \cdot \eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp} = (T_2)^2$$

$$T_2 = \sqrt{T_3 \cdot T_1 \cdot \eta_{Turb} \cdot \eta_{Comp}} \quad (29)$$

### 3. Aplicação à Micro-Turbina

Uma vez feita a análise geral do comportamento do processo de uma turbina a gás, parte-se agora para análise da micro-turbina a gás. O objetivo é determinar os parâmetros de funcionamento, tais como fluxo mássico, rendimentos e razão de pressão.

Dados experimentais apontam para razão de pressão em micro turbinas não maiores que 1,4 e rendimentos, dos compressores e turbinas, de até 75%.

Cabe aqui o cálculo da razão de pressão ótima definida pela expressão 23 para comparação:

$$r_{\text{ótimo}} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{k}{k-1} \right)}$$

$$r_{\text{ótimo}} = \left( \frac{700}{298} \right)^{\frac{1}{2} \left( \frac{1,4}{1,4-1} \right)}$$

$$r_{\text{ótimo}} \cong 4,5$$

Nota-se, então, que a razão de pressão usual está bem abaixo da razão de pressão que garantiria máximo trabalho líquido, considerando todas hipóteses assumidas para obtenção da expressão acima. O ponto mais importante é certificar-se para não se trabalhar com razão de pressão acima da ótima, pois isto sim implicaria em desperdício de energia, em detrimento de um rendimento térmico maior.

Assumindo-se  $r = 1,4$ , da equação 18 e sabendo que a constante isoentrópica do ar vale 1,4, determina-se a  $T_2$ :

$$T_2 = 298.(1,4)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_2 = 328,1K$$



Partindo-se dessas premissas pode-se utilizar o mapa de funcionamento do compressor fornecido pelo fabricante. Neste mapa estão indicadas suas curvas de funcionamento para rendimentos definidos bem como suas intersecções com as curvas de rotação livre, tendo como variáveis a razão de pressão na ordenada e o fluxo mássico de ar na abscissa

O mapa fornece, para os parâmetros definidos acima, uma vazão mássica de ar corrigida de, aproximadamente:

$$\dot{m}_c = 24,9 \text{ lbs} / \text{min}$$

O próprio fabricante fornece a fórmula para definirmos a vazão real:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_c \cdot \frac{P_{1R}}{28,4}}{\sqrt{\frac{T_{1R}}{545}}}$$

No qual, o índice 'R' representam a temperatura e pressão nas unidades °R e inHg, respectivamente. Sendo assim,

$$T_{1R} = 536,4^\circ\text{R} (298\text{K})$$

e

$$P_{1R} = 29,9 \text{ inHg} (1\text{atm} = 1,013\text{bar})$$

O valor real do fluxo mássico é então definido como:

$$\dot{m} = \frac{38,6 \cdot \frac{29,9}{28,4}}{\sqrt{\frac{536,4}{545}}}$$

$$\dot{m} = 26,5 \text{ lbs} / \text{min}$$

ou

$$\dot{m} = 200 \text{ g} / \text{s} \quad (\dot{m} = 720 \text{ kg} / \text{h})$$

A correção do valor do rendimento também se torna necessário e possível uma vez calculada a temperatura de saída do compressor. Mais uma vez o fabricante fornece todo procedimento:

$$\eta_c = \frac{T_{1R} \left( r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_{2R} - T_{1R}}$$

No qual,  $r$  : Razão de pressão

$\eta_c$ : Fator de correção do rendimento

$$T_{2R} = 590,6^\circ\text{R} (328,1\text{K})$$

Seguindo com o cálculo do fator de correção do rendimento, tem-se:

$$\eta_c = \frac{536,4 \left( 1,4^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)}{590,6 - 536,4}$$

$$\eta_c = 0,998$$

Assim, o valor do rendimento adiabático do compressor é de:

$$\eta_{adiabático} = \frac{0,75}{0,998} = 75,1\%$$

A potência consumida pelo compressor é calculada pela expressão 2:

$$W_{Comp} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

Os valores de entalpia foram retirados facilmente com o auxílio da referência [6], através do software CATT2 (Computer-Aided Thermodynamic Tables 2).



$$h_1 = 298,6 \text{ kJ/kg}$$

e

$$h_2 = 328,9 \text{ kJ/kg}$$

Portanto,

$$W_{Comp} = 0,2(298,6 - 328,9)$$

$$W_{Comp} = -6,06 \text{ kW}$$

Para o estudo da turbina admite-se que o seu rendimento térmico também seja de 75% e que a temperatura máxima admitida pela turbina – limitação impostas pelas palhetas – seja de 427°C (700K). Então, tem-se da equação 20:

$$T_4 = 298 \cdot \frac{700}{328,1}$$

$$T_4 = 635,8 \text{ K}$$

A potência fornecida pela turbina é calculada pela expressão 3:

$$W_{Turb} = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

Os valores de entalpia também foram retirados através do software CATT2 [6] (Computer-Aided Thermodynamic Tables 2).

$$h_3 = 713,7 \text{ kJ/kg}$$

e

$$h_4 = 645,2 \text{ kJ/kg}$$



Portanto,

$$W_{Turb} = 0,2 \cdot (713,7 - 645,2)$$

$$W_{Turb} = 13,70 kW$$

Finalmente, com a equação 5 calcula-se a potência líquida:

$$W_{Liquido} = W_{Turb} + W_{Comp}$$

$$W_{Liquido} = 13,70 - 6,06$$

$$W_{Liquido} = 7,64 kW$$

Poder-se-ia utilizar-se da equação 27 e calcular diretamente o trabalho específico líquido para posterior cálculo da potência:

$$w_{liq} = 0,75 \cdot 1,007 \cdot \left( 700 - 635,8 + \frac{(298 - 328,1)}{0,75 \cdot 0,75} \right)$$

$$w_{liq} = 8,08 \frac{kJ}{kg}$$

A potência líquida total fornecida pelo sistema seria a seguinte:

$$W_{liq} = 8,08 \cdot 0,2$$

$$W_{liq} = 1,62 kW$$

Nota-se, claramente, que os valores fornecidos pelas equações 27 e 5 são bastante distintos. Isso se deve ao fato, já mencionado no capítulo 2, de que o calor específico varia com o aumento da temperatura, fato levado em consideração apenas na equação 5 quando dos cálculos das entalpias diretamente pelas tabelas termodinâmicas apresentadas pela referência



[6]. Já, a equação 27, também para facilitar nas simulações, admite calor específico constante, o que já foi alvo de ressalva.

O cálculo do rendimento térmico do ciclo pode ser calculado pela equação 6

$$\eta_t = \frac{w_{hq}}{q_{in}} = \frac{W_{hq}}{Q_{in}}$$

$$Q_{in} = \dot{m}(h_3 - h_2) = 0,2 \cdot (713,7 - 328,9) = 76,96 kW$$

$$\eta_t = \frac{7,64}{76,96}$$

$$\eta_t = 9,93\%$$

Poder-se-ia utilizar-se da equação 28, que admite calor específico constante, e calcular diretamente o rendimento térmico do ciclo:

$$\eta_t = \frac{0,75}{1} \cdot \frac{\left( 700 - 635,8 + \frac{(298 - 328,1)}{0,75 \cdot 0,75} \right)}{(700 - 328,1)}$$

$$\eta_t = 2,16\%$$

O razão desta grande diferença é devido ao mesmo motivo apresentado para explicação da diferença no cálculo da potência líquida.

Para efeito de comparação, o rendimento máximo permitido para o sistema, dado pelo rendimento de Carnot vale:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

$$\eta_{Carnot} = 57,4\%$$

Portanto, para as seguintes hipóteses:

- ✓  $T_1 = 298K$  e  $T_3 = 700K$
- ✓ Rendimentos do compressor (posteriormente corrigido de acordo com o fabricante) e turbina 75% e do TC de 100%
- ✓ E razão de pressão de 1,4

A turbina a gás apresenta as seguintes características:

- ✓ Potência líquida total de 7,64kW
- ✓ Rendimento do ciclo de 9,93%, um sexto, aproximadamente, do rendimento de Carnot de 57,4%.

### *Efeito do Rendimento da Turbina e da Razão de Pressão no Ciclo*

No capítulo 2 foi mostrado que a turbina apresenta-se como elemento mais limitante que o compressor com relação a rendimento e trabalho líquido. Sendo assim, uma análise um pouco mais profunda torna-se interessante.

A superfície abaixo (figura 8), mostra o comportamento da potência líquida como função da razão de pressão e rendimentos da turbina, admitindo rendimento das outras máquinas térmicas constantes e igual a 100%,  $T_1 = 298K$  e  $T_3 = 700K$  e  $c_p$  constante. As simulações foram feitas utilizando-se das equações 27 e 28.

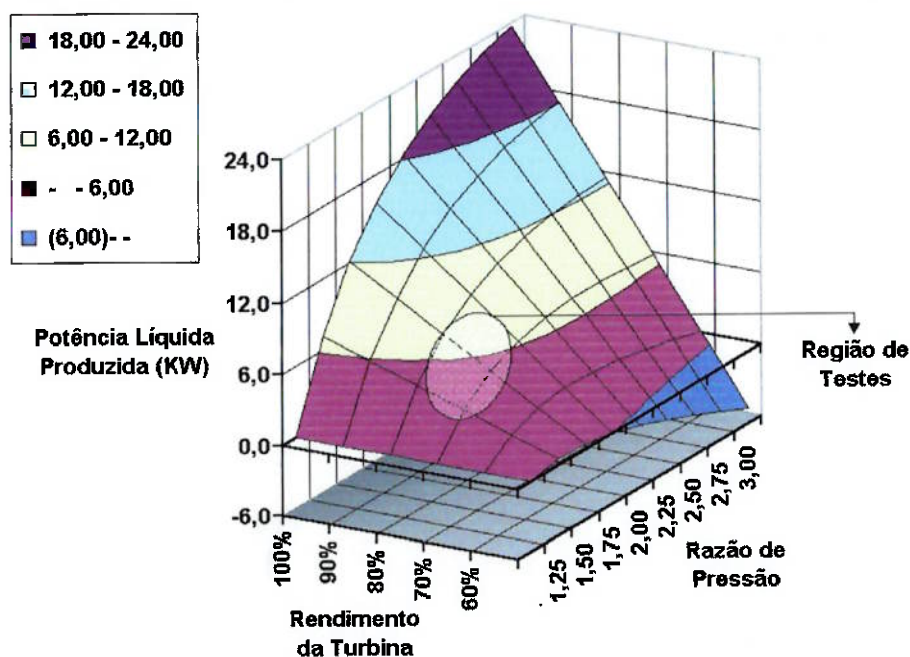


Figura 8 – Superfície para determinação da potência líquida do ciclo

A mesma análise pode ser feita para o rendimento térmico do ciclo (figura 9) considerando-se as mesmas hipóteses descritas anteriormente:

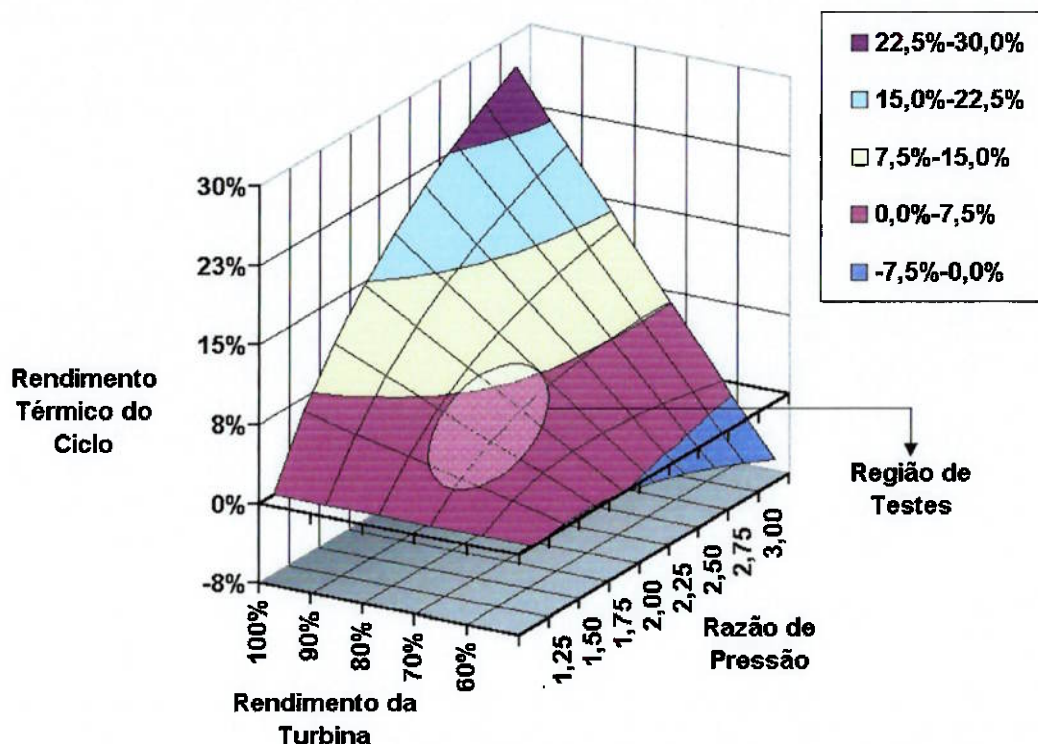


Figura 9 – Superfície para determinação do rendimento térmico do ciclo.

Em ambas figuras o detalhe apresentado representa a região dos cálculos feitos no início do capítulo, com hipótese de  $c_p$  constante.

Conclui-se com este capítulo a análise teórica da micro-turbina, que levou em consideração uma série de hipóteses simplificadoras, sendo a mais notória a não utilização de uma câmara de combustão, mas sim um trocador de calor. Entretanto importantes respostas puderam ser tiradas. A primeira delas é que a potência líquida fornecida, da ordem de 7,64kW, possibilitaria o funcionamento de uma casa simples. A segunda é que o rendimento térmico é bastante baixo, fato que implicaria em um alto consumo de combustível pela turbina a gás. De qualquer forma, a motivação para o prosseguimento do projeto está mantida e, a partir de agora, o estudo e projeto da câmara de combustão ficam em destaque.

## 4. A Câmara de Combustão

O projeto da câmara de combustão deve se iniciar partindo, primeiramente, de considerações básicas fundamentais para o entendimento de seu funcionamento. Considerações quanto às partes que compõem a câmara, os fundamentos da combustão, que se relacionam com o comportamento da chama (laminar ou turbulenta), o estudo dos difusores, a própria aerodinâmica da câmara, a eficiência da combustão e a estabilização da chama serão destacadas. Serão feitas considerações também sobre a injeção e ignição do combustível e por fim, do processo de transferência de calor dentro da mesma.

### 4.1. Conceitos Básicos

Segundo [2], o processo de combustão deve satisfazer uma série de requisitos. Dentre os mais importantes pode-se citar:

- ✓ Alta eficiência da combustão de forma a garantir que seja liberada a maior parcela de calor possível
- ✓ Limites de funcionamento extensos, o que permite operação com várias combinações de pressão, velocidade, mistura, entre outros
- ✓ Baixa perda de pressão
- ✓ Temperatura de saída compatível com o limite estabelecido pelo fabricante da turbina

O projeto terá como objetivo seguir, dentro do possível, estes requisitos.

Os combustores podem ser divididos em dois tipos básicos:

- ✓ Câmaras tubulares
- ✓ Câmaras anulares

As câmaras tubulares são recomendadas para turbinas com baixo valor de potência líquida gerada, fato que se alinha com os dados apresentados no capítulo 3. Já as anulares, apesar de apresentarem uma aerodinâmica melhor e por consequência baixa perda de pressão, são muito sensíveis a pequenas variações no perfil de velocidade do ar de entrada, provocando grande variação na distribuição de temperatura dos gases de escape. Entretanto, um tipo

especial de câmara anular é recomendado para turbinas de pequeno porte [2], chamada de câmara de combustão anular de fluxo reverso (figura 10).

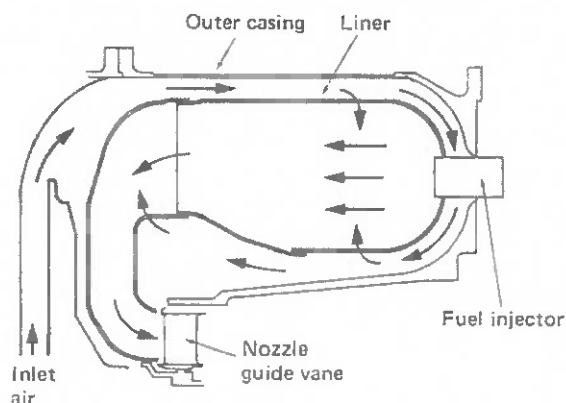


Figura 10 - Câmara de combustão anular de fluxo reverso [2]

Suas grandes vantagens, segundo [2], são a possibilidade de se ter um tamanho de eixo pequeno entre o compressor e a turbina – fato de extrema relevância, uma vez que o conjunto compressor-turbina já está montado – melhor eficiência do volume disponível e fácil manutenção graças ao fácil acesso ao injetor de combustível.

Porém, a solução com câmara de combustão do tipo tubular será adotada devido a menores desafios com relação à sua integração no conjunto turbo-compressor pré existente.

A perda de pressão na câmara de combustão ocorre, fundamentalmente, pela simples injeção do ar no combustor (a frio) e quando calor é transferido para o gás (a quente) [2]. Pode-se definir, então, a seguinte expressão para a perda de pressão total no combustor:

$$\Delta P_{Comb.} = \Delta P_{Frio} + \Delta P_{Quente} \quad (30)$$

A perda de pressão fria é estimada em torno de 2%-7% da pressão de entrada do ar no combustor [2]. Já a perda de pressão quente é definida como [2]:

$$\Delta P_{Quente} = 0,5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \quad (31)$$

No qual, V: velocidade do fluido

$T_2$ : Temperatura na entrada na câmara de combustão

$T_3$ : Temperatura na saída da câmara de combustão

Utilizando-se de um valor intermediário para a perda de pressão fria, tem-se a seguinte expressão para perda de pressão total na câmara de combustão:

$$\begin{aligned}\Delta P_{Comb.} &= 0,04.P_2 + 0,5.\rho.V^2.\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) \\ \Delta P_{Comb.} &= 0,04.r.P_1 + 0,5.\rho.V^2.\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)\end{aligned}\quad (32)$$

No qual,  $r$ : Razão de pressão.

$P_1$ : Pressão de entrada no compressor

A expressão acima é de bastante relevância no projeto, uma vez que uma das hipóteses para o desenvolvimento teórico mostrado até o capítulo 3 é a não existência de perdas de pressão no combustor. Portanto, a partir deste ponto tal hipótese não poderá mais ser aplicada.

O comportamento da chama nos estágios de combustão também é de grande interesse. O processo de combustão pode ser dividido em três regimes [2]:

- ✓ Pré-combustão: processo lento que atinge temperaturas entre 600K-800K
- ✓ Deflagração: extremamente rápido e caracterizado pela propagação da chama ao longo da mistura
- ✓ Detonação: evento não desejado por ser responsável pela criação de ondas de choque.

O processo de combustão só tem início quando a mistura combustível-ar apresenta-se entre certos níveis de flamabilidade. É de fundamental importância conhecer esses limites, característicos de cada combustível, afim de se avaliar corretamente a necessidade de ar requerido para o processo de combustão. Um combustível com limites ricos e pobres bastante afastados contribui bastante para o bom funcionamento da turbina a gás.

Fundamentalmente, se trabalhará com metano, por permitir uma mistura combustível-ar mais homogeneia e não necessitar ter um controle tão rigoroso de forma a garantir a queima da

mistura. A referência [2] apresenta uma tabela com os limites de flamabilidade de uma série de combustíveis, inclusive do metano (tabela 2), calculados em condições específicas.

Tabela 2 – Limites de flamabilidade para alguns combustíveis. Valores obtidos a pressão atmosférica e 298K.

	Concentrações em Fração Volumétrica de Combustível (%)	
	Limite Pobre	Limite Rico
Combustível	No ar	No ar
Metano	5,0	15,0
Hidrogênio	4,0	75,0
Gasolina	1,4	7,6

A conclusão a se retirar desta tabela é que o metano é capaz de operar com variações suficientemente extensas de concentração combustível-ar de forma a não necessitar de controle rigoroso da mistura.

## 4.2. Análise dos Difusores

Nos compressores o aumento da pressão do fluido é acompanhado por um aumento também de sua velocidade de saída [7]. Entretanto, um processo de combustão eficiente depende, entre outros aspectos, de uma ótima mistura entre o combustível e o ar e para isso um certo período de tempo é necessário. Para garantir a diminuição da velocidade do ar antes da entrada na câmara de combustão, é implantado um difusor logo após a saída do compressor. O ângulo de difusão ótimo, segundo [2], situa-se entre 7°-12°. Esta ordem de grandeza permite a maximização entre a diminuição das perdas por atrito e o aumento das perdas pelo fenômeno conhecido como descolamento da camada limite (“stall”).

O parâmetro que caracteriza a eficiência do difusor é sua razão de área,  $R_a$ . Existem vários tipos de difusores, como os cônicos e anulares. Os cônicos serão mais explorados por representarem menores desafios na construção e maior facilidade na integração com o conjunto.



A razão de área de um difusor do tipo cônico (figura 11) é definida como [2]:

$$R_a = 1 + 2 \cdot \frac{L}{R} \cdot \sin(\theta) + \left( \frac{L}{R} \cdot \sin(\theta) \right)^2 \quad (33)$$

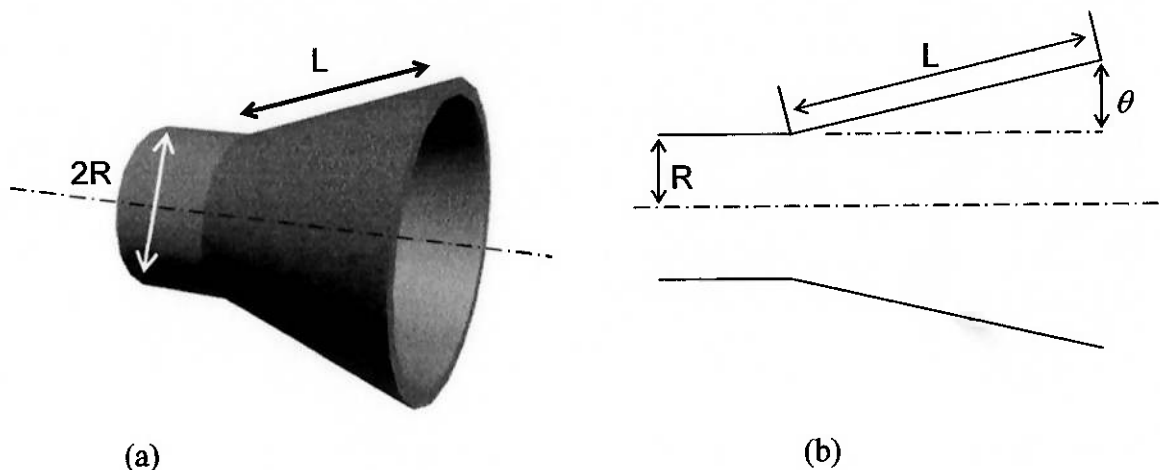


Figura 11 – Difusor cônico: (a) desenho tridimensional; (b) corte radial. Ambos desenhos ilustrativos.

O objetivo principal de um difusor é converter a energia armazenada na forma cinética (pressão dinâmica) para a forma estática (pressão estática). Uma forma de mensurar este efeito é através da definição do coeficiente de recuperação de pressão, que é derivado da equação de Bernoulli e da equação da continuidade. De Bernoulli, tem-se:

$$P_e = p_e + \rho_e \cdot \frac{u_e^2}{2} + z_e \quad (34)$$

$$P_s = p_s + \rho_s \cdot \frac{u_s^2}{2} + z_s \quad (35)$$

No qual: Os índices 'e' e 's' indicam os pontos de entrada e saída do difusor, respectivamente.

P: pressão total.

p: pressão estática

u: velocidade do fluido

z: cota em relação um referencial inercial qualquer

O termo que representa a pressão dinâmica, a ser transformada em pressão estática pelo difusor, é o seguinte:

$$q = \rho_e \cdot \frac{u_e^2}{2} \quad (36)$$

De acordo com o sentido do fluxo o diferencial de pressão no difusor é definido, para escoamento incompressível, como:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{Difusor}} &= P_e - P_s \\ \Delta P_{\text{Difusor}} &= p_e - p_s + \rho \cdot (u_e^2 - u_s^2) \end{aligned} \quad (37)$$

A equação da continuidade fornece a seguinte relação:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho_e \cdot A_e \cdot u_e = \rho_s \cdot A_s \cdot u_s \\ \text{ou} \\ u_e &= \frac{u_s}{R_a} \end{aligned} \quad (38)$$

Substituindo a equação 37 em 36, tem-se:

$$\frac{p_s - p_e}{q_e} = \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right) - \frac{\Delta P_{\text{Difusor}}}{q_e} \quad (39)$$

O membro esquerdo da equação acima é definido como sendo o coeficiente de recuperação de pressão,  $C_P$ , pois relaciona diretamente a variação da pressão estática com relação a pressão dinâmica inicialmente percebida pelo fluido na entrada do difusor. Assim,

$$C_P = \frac{p_s - p_e}{q_e} \quad (40)$$

A expressão 39 sugere que o aumento de  $R_a$  sempre aumentará  $C_P$ . Entretanto, o diferencial de pressão também aumenta com o aumento da razão de áreas, devido às perdas de pressão pelo fenômeno de “stall”. Assim, a determinação da razão de área ótima mostra-se

extremamente necessária e importante em um projeto de uma câmara de combustão. Valores típicos de  $C_p$ , segundo [2] encontram-se entre 0.4-0.9.

O rendimento global do difusor considera o efeito da recuperação de pressão com relação a relação de áreas. É intuitivo pensar que, para um mesmo valor de  $C_p$ , um difusor que apresente menor razão de área seja considerado um difusor de maior rendimento. Sendo assim, o rendimento de um difusor é definido como:

$$\eta = \frac{C_p}{\left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)} \quad (41)$$

Pode-se relacionar o rendimento do difusor com a variação de pressão apresentada pelo difusor. Partindo da equação 39, tem-se:

$$\frac{p_s - p_e}{q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)} = 1 - \frac{\Delta P_{Difusor}}{q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)}$$

$$\frac{C_p}{\left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)} = 1 - \frac{\Delta P_{Difusor}}{q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)} = \eta$$

$$\frac{\Delta P_{Difusor}}{q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)} = 1 - \eta \Rightarrow \Delta P_{Difusor} = (1 - \eta) q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right)$$

ou

$$\Delta P_{Difusor} = \lambda \cdot q_e \cdot \left(1 - \frac{1}{R_a^2}\right) \quad (42)$$

A variável  $\lambda$  é chamada de coeficiente de perda do difusor que é definida como:

$$\lambda = 1 - \eta \quad (43)$$

Da forma como foram apresentadas as variáveis que caracterizam a eficiência de um difusor, fica claro a interrelação entre  $C_p$ ,  $R_a$  e as dimensões do difusor, aqui representadas, no caso de um difusor cônico, por  $R$  e  $N$ , no qual:

$$N = L \cdot \cos(\theta) \quad (44)$$

Partindo-se deste pressuposto, a referência [2] apresenta um diagrama que relaciona essas quatro variáveis (figura 12)

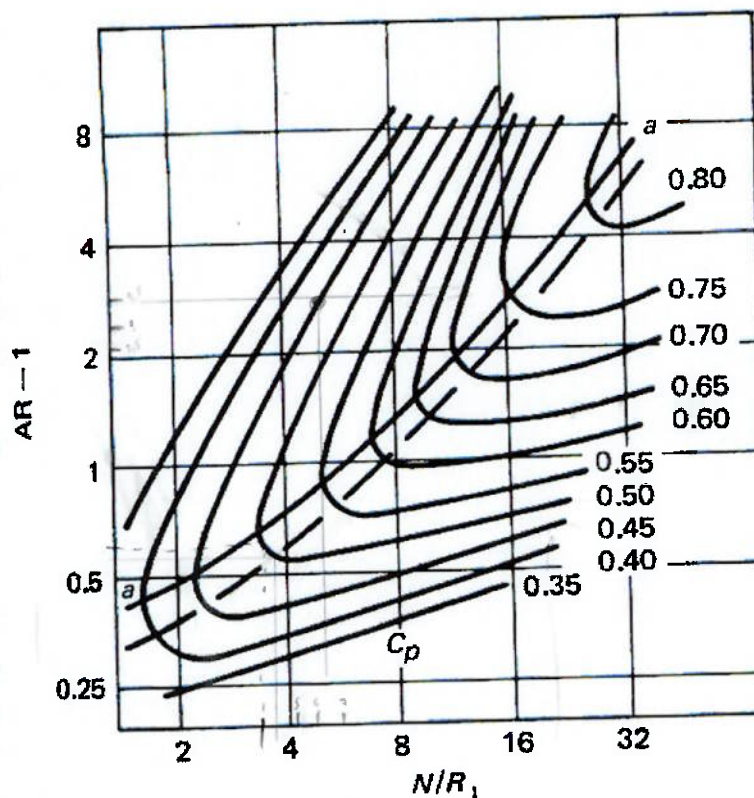


Figura 12 – Diagrama para projeto de difusores cônicos

A linha tracejada representa a lugar geométrico dos pontos com coeficiente de recuperação de pressão ( $C_p$ ) máximo e a linha cheia, caracterizada pela letra 'a', corresponde ao lugar geométrico dos pontos que apresentam efeito de descolamento significativo. Nota-se

que o ponto de  $C_p$  máximo acontece sempre antes de se atingir a linha de descolamento significativo.

A partir do diagrama acima e com a equação 33 é possível projetar um difusor cônico qualquer com as seguintes hipóteses [2]:

- ✓ Escoamento subsônico
- ✓  $Re$  (Número de Reynolds) maior que  $2,5 \cdot 10^4$
- ✓ O difusor é essencialmente livre a fenômeno de “stall”

Vamos então provar a existência dessas 3 (três) condições para podermos dimensionar o difusor.

A primeira hipótese deve ser verificada simplesmente calculando a velocidade na saída do compressor. Para tal é necessário determinar algumas dimensões do compressor, como o diâmetro externo na região de saída do compressor e a altura da fresta por onde o fluido escoar logo após sua saída.

$$D_{Ext. Compressor} = 60mm$$

e

$$h_{Saída} = 8mm$$

Deve-se agora calcular qual a massa específica do ar na secção 2, levando-se em consideração que o escoamento é classificado como isoentrópico:

$$\frac{P_1 \cdot v_1^k}{P_2 \cdot v_2^k} = \frac{R \cdot T_1}{R \cdot T_2}$$

$$\frac{P_1 \cdot v_1^k}{P_2 \cdot v_2^k} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{P_1 \cdot \rho_2^k}{P_2 \cdot \rho_1^k} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\rho_2^k = \rho_1^k \cdot \frac{T_1}{T_2}$$



Substituindo a expressão 18 na equação acima, tem-se:

$$\rho_2^k = \rho_1^k \cdot r \cdot \frac{1}{\left(r^{\frac{k-1}{k}}\right)} \Rightarrow \rho_2 = \rho_1 \cdot \left(\frac{r}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)^{\frac{1}{k}}$$

A densidade na secção 1 é calculada de seguinte forma:

$$\left(\frac{1}{\rho_1}\right)^k = v_1^k = \frac{R \cdot T_1}{P_1}$$

$$\frac{1}{\rho_1^{1,4}} = \frac{0,287.298}{101,35} \Rightarrow \rho_1 = 1,129 \text{ kg} / \text{m}^3$$

O cálculo da velocidade pode ser feito através da seguinte relação entre vazão mássica e volumétrica:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q$$

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

Para a secção 2, tem-se:

$$V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot \pi \cdot D_{Ext} \cdot h_{Saida}}$$

$$V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot \left(\frac{r}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \pi \cdot D_{Ext} \cdot h_{Saida}}$$

$$V_2 = \frac{0,20}{1,129 \cdot \left( \frac{1,4}{1,4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right)^{\frac{1}{1,4}} \cdot \pi \cdot 0,06 \cdot 0,008}$$

$$V_2 = 98,94 \text{ m/s}$$

A velocidade do som nas condições da secção 2 é a seguinte:

$$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}$$

$$c = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 328,1} \Rightarrow c = 363,1 \text{ m/s}$$

Sendo assim, a velocidade na secção de saída do compressor é de aproximadamente apenas 0,27M e, portanto, subsônico. Este valor minimiza bastante o efeito de compressibilidade no escoamento.

A segunda hipótese é aferida através da seguinte fórmula:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

No qual: D: diâmetro de saída do compressor que vale, aproximadamente, 30mm  
 $\nu$ : Viscosidade cinemática do ar

A viscosidade cinemática a temperatura  $T_2$  (328,1K) pode ser retirada da referência das tabelas da referência [8].

Para a secção 2 a fórmula acima se torna:

$$Re = \frac{V_2 \cdot D}{\nu_2}$$

$$Re = \frac{98,94 \cdot 0,03}{17,8 \cdot 10^{-6}} \Rightarrow Re \cong 16,7 \cdot 10^4$$

O valor do número de Reynolds se encaixa dentro das limitações impostas para a utilização do diagrama de projeto de difusores cônicos (figura 12)

A terceira hipótese é garantida graças a própria característica dos difusores cônicos, cuja curva de descolamento significativo ocorre depois de atingir-se a curva de recuperação de pressão máxima (figura 12).

A única estimativa que se deve fazer antes do início do projeto é a do valor de  $C_p$  para, então, definir a relação  $N/R$  e  $R_a-1$ . Com o primeiro calcula-se o valor de  $N$ , dado que o valor do raio ( $R$ ) é definido pela dimensão da tubulação do conjunto turbo-compressor pré-existente, e com o segundo calcula-se o ângulo do difusor cônico.

#### 4.2.1. Projeto do Difusor

Para o projeto do difusor deve-se estipular, primeiramente, o coeficiente de recuperação de pressão ( $C_p$ ). Para um  $C_p = 0,50$ , temos, pela figura 12:

$$\frac{N}{R} = 3,6$$

e

$$R_a - 1 = 0,62$$

O raio de entrada do difusor é delimitado pelo diâmetro do próprio conjunto turbo-compressor pré-existente, que vale, aproximadamente:

$$R = 15\text{mm}$$

Dessa forma,

$$N = 54\text{mm}$$

Aplicando a expressão 44 na equação 33, chega-se a uma nova expressão para o cálculo da razão de área do difusor:

$$R_a = 1 + 2 \cdot \frac{N}{R} \cdot \tan(\theta) + \left( \frac{N}{R} \cdot \tan(\theta) \right)^2$$



Rearranjando-se a equação acima de forma a facilitar a determinação do ângulo de divergência do difusor, tem-se:

$$\begin{aligned}
 R_a - 1 &= \left( \frac{N}{R} \cdot \tan(\theta) + 1 \right)^2 - 1 \\
 R_a &= \left( \frac{N}{R} \cdot \tan(\theta) + 1 \right)^2 \\
 \tan(\theta) &= \frac{R}{N} \cdot (\sqrt{R_a} - 1) \\
 \theta &= \arctan \left( \frac{R}{N} \cdot (\sqrt{R_a} - 1) \right) \quad (45)
 \end{aligned}$$

Aplicando-se os valores numéricos anteriormente definidos:

$$\theta = \arctan(0,28 \cdot (\sqrt{1,62} - 1))$$

$$\theta = 4,4^\circ \Rightarrow 2\theta = 8,8^\circ$$

Portanto, referindo-se novamente à figura 11, temos os seguintes parâmetros do difusor cônico preliminarmente definidos como:

$$\begin{aligned}
 \theta &= 4,4^\circ \\
 L &= 54,2mm \\
 D_{Entrada} &= 30mm \\
 D_{Saida} &= 38,3mm
 \end{aligned}$$

### 4.3. Análise Aerodinâmica

O objetivo desta secção é determinar o tamanho ideal da câmara de combustão, que consiste no que se chama de “casing”, ou casco externo, e “liner”, ou tubulação no qual haverá efetivamente a combustão e interna ao *casing*, no dimensionamento dos furos necessários para o resfriamento do gás imediatamente anterior à entrada na turbina,

dimensionalização do *swirler* e, por fim, na determinação da temperatura de entrada na turbina.

Alguns parâmetros importantes puderam ser retirados por alguns fabricantes e professores da Escola Politécnica a respeito da quantidade de ar necessária para garantir um resfriamento adequado e estabilização da chama conveniente. A fração do fluxo mássico total na câmara utilizada no resfriamento,  $m_{Res}$ , e na estabilização da chama,  $m_{Est}$ , será adotada como:

$$\dot{m}_{ar} = 0.2 \text{ kg/s}$$

$$m_{Res} = 50\% = 0.1 \text{ kg/s}$$

$$m_{Est} = 15\% = 0.03 \text{ kg/s}$$

$$\rightarrow 0.07 \text{ kg/s} \rightarrow \text{para combustível (A/F)}$$

Existem algumas “quantidades de referência” [2] que são bastante úteis na elaboração do projeto aerodinâmico da câmara de combustão. Tais parâmetros possibilitam a comparação entre diversos projetos diferentes e, por assim ser, recebem a denominação de quantidades de referência. A primeira delas é a velocidade de referência,  $U_{ref}$ , medida na área de secção transversal máxima do casco externo,  $A_{ref}$ , na ausência do *liner*:

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot A_{ref}} \quad (46)$$

A pressão dinâmica de referência é definida como segue:

$$q_{ref} = \frac{\rho_3 \cdot U_{ref}^2}{2} \quad (47)$$

Outro parâmetro de referência que pode ser interessante para alguma análise futura é o número de Mach de referência,  $M_{Ref}$ :

$$M_{ref} = \frac{U_{ref}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}} \quad (48)$$

na entrada na câmara ( $T_3$  é a temperatura de entrada da câmara)

Baseando-se em algumas das definições apresentadas acima, a referência [2] apresenta dois importantes parâmetros adimensionais de perda de pressão. Um é a razão entre a perda de

pressão no combustor, compreendendo desde a entrada do difusor (seção 2) até a saída da câmara de combustão (seção 4),  $\Delta P_{2-4}$ , sobre a pressão total de entrada na câmara,  $P_3$ , e a outra, o mesmo diferencial de pressão sobre a pressão dinâmica de referência. Ambas relacionam-se da seguinte forma, segundo [2]:

$$\frac{\Delta P_{2-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}} \cdot \frac{R}{2} \cdot \left( \frac{\dot{m}_3 \cdot T_3^{0.5}}{A_{ref} \cdot P_3} \right)^2 \quad (49)$$

No qual, R: Constante do ar, 287 kJ/kg.K

Sendo,  $\Delta P_{2-4}$

$$\Delta P_{2-4} = \Delta P_{Difusor} + \Delta P_{Liner} \quad (50)$$

O termo à direita da equação 49 mede a perda de pressão total no combustor. A única ressalva é que neste fator não é incorporado a perda de pressão devido à troca de calor, definida na equação 31, que pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{\Delta P_{Quente}}{q_{ref}} = \frac{T_4}{T_3} - 1 \quad (51)$$

Os adimensionais da equação 49, segundo [2] apresentam valores típicos de acordo com o tipo de câmara de combustão usada. A tabela 3 apresenta um sumário dos valores citados.

Tabela 3 – Perdas de pressão em câmaras de combustão

Tipo de Câmara	$\frac{\Delta P_{2-4}}{P_3}$	$\frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}}$	$\frac{\dot{m}_3 \cdot T_3^{0.5}}{A_{ref} \cdot P_3}$
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

### 4.3.1. Projeto da Câmara de Combustão

O procedimento para o projeto da câmara de combustão baseia-se nas referências [2] e [9]. A área do “casing” é determinada diretamente da equação 49, que rearranjada toma a seguinte forma:

$$A_{ref} = \left[ \frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}} \cdot \frac{R}{2} \left( \frac{\dot{m}_3 \cdot T_3^{0.5}}{P_3} \right)^2 \left( \frac{\Delta P_{2-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0.5} \quad (52)$$

Dois dos quatro termos apresentados no termo esquerdo da equação são determinados através do uso da tabela 3 e o restante são parâmetros já conhecidos.

#### *Cálculo da Área do “Casing”*

Nesta etapa do projeto a determinação de  $A_{ref}$  já é possível. Os parâmetros necessários possuem os seguintes valores:

✓  $\dot{m}_3 = 0,20 \text{ kg} / \text{s}$

✓  $T_3 = 328,1 \text{ K}$

✓  $P_3 = 1,42 \text{ bar}$

✓  $\frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}} = 37$

✓  $\frac{\Delta P_{2-4}}{P_3} = 0,05$

$$A_{ref} = \left[ 37 \cdot \frac{287}{2} \left( \frac{0,20 \cdot 328,1^{0.5}}{141855} \right)^2 \cdot (0,05)^{-1} \right]^{0.5}$$

$$A_{ref} = 8,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

O diâmetro do “casing” é, portanto:

$$D_{ref} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{ref}}{\pi}}$$

$$D_{ref} = 103mm$$

### Cálculo da Área do “Liner”

Numa primeira análise poder-se-ia pensar que quanto maior a área existente para a combustão melhor a eficiência da combustão, dada a menor velocidade do gás. Entretanto, quanto maior a área do *liner*, maior a velocidade do ar no espaço existente entre o *liner* e o *casing*, o que provocaria diminuição no fluxo de ar pelos furos do *liner* e, conseqüentemente, diminuindo a eficiência no resfriamento do gás antes da entrada na turbina. Portanto, deve-se maximizar a relação entre a perda de pressão estática devido ao *liner*,  $\Delta p_L$ , e a pressão dinâmica na zona de combustão,  $q_{zc}$ . A referência [2] mostra a relação a ser utilizada no projeto do *liner*.

$$\frac{\Delta p_L}{q_{zc}} = 1 + \frac{T_3}{T_{zc} \cdot m_p^2} \cdot k^2 \left[ \frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}} - \frac{(1 - m_{sn})^2 + \lambda(r^2 \cdot (1 - k)^2 - 1)}{(1 - k)^2} \right] \quad (53)$$

No qual:  $T_{zc}$ : Temperatura da zona de combustão

$m_p$ : fração do fluxo de ar que entra na zona primária

$m_{sn}$ : fração do fluxo de ar que não é utilizado como ar de diluição.

$k$ : razão entre área do *casing* e área do *liner*.

$r$ : razão entre a área do *casing* e área da secção de entrada da câmara de combustão,  $A_{inlet}$

O projeto consiste, então, em maximizar a relação acima para determinar a relação ótima,  $k_{otimo}$ , entre a área do *casing* e *liner*.

Para facilitar a demonstração matemática se adotarão as seguintes relações:

$$\checkmark \quad C_1 = \frac{T_3}{T_{zc} \cdot m_p^2}$$

$$\checkmark \quad C_2 = \frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}}$$

$$\checkmark \quad C_3 = (1 - m_{sm})^2$$

Dessa forma a equação 53 toma a seguinte forma:

$$\frac{\Delta p_L}{q_{zc}} = 1 + C_1 \cdot k^2 \cdot \left[ C_2 - \frac{C_3 + \lambda(r^2 \cdot (1-k)^2 - 1)}{(1-k)^2} \right]$$

Derivando-se a expressão acima em k, tem-se

$$\frac{\partial}{\partial k} \left( \frac{\Delta p_L}{q_{zc}} \right) = \frac{\partial}{\partial k} \left( 1 + C_1 \cdot k^2 \cdot \left[ C_2 - \frac{C_3 + \lambda(r^2 \cdot (1-k)^2 - 1)}{(1-k)^2} \right] \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial k} \left( \frac{\Delta p_L}{q_{zc}} \right) = \frac{\partial}{\partial k} \left( C_1 \cdot k^2 \cdot \left[ C_2 - \frac{C_3 + \lambda(r^2 \cdot (1-k)^2 - 1)}{(1-k)^2} \right] \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial k} \left( \frac{\Delta p_L}{q_{zc}} \right) = \frac{\partial}{\partial k} \left( C_1 \cdot C_2 \cdot k^2 - \frac{C_1 \cdot C_3 \cdot k^2}{(1-k)^2} - \frac{C_1 \cdot k^2 \cdot \lambda(r^2 \cdot (1-k)^2 - 1)}{(1-k)^2} \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial k} \left( \frac{\Delta p_L}{q_{zc}} \right) = 2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot k - \frac{2 \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot k \cdot (1-k)^2 + C_1 \cdot C_3 \cdot k^2 \cdot 2 \cdot (1-k)}{(1-k)^4} - 2 \cdot C_1 \cdot \lambda \cdot k \cdot r^2 + \frac{2 \cdot C_1 \cdot \lambda \cdot k \cdot (1-k)^2 + C_1 \cdot \lambda \cdot k^2 \cdot 2 \cdot (1-k)}{(1-k)^4}$$

Para achar o ponto de máximo iguala-se  $\frac{\partial}{\partial k} \left( \frac{\Delta p_L}{q_{zc}} \right)$  a zero:

$$2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot k - \frac{2 \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot k \cdot (1-k)^2 + C_1 \cdot C_3 \cdot k^2 \cdot 2 \cdot (1-k)}{(1-k)^4} - 2 \cdot C_1 \cdot \lambda \cdot k \cdot r^2 + \frac{2 \cdot C_1 \cdot \lambda \cdot k \cdot (1-k)^2 + C_1 \cdot \lambda \cdot k^2 \cdot 2 \cdot (1-k)}{(1-k)^4} = 0$$

Algumas simplificações pode ser feitas se considerar-se algumas hipóteses:

- ✓  $C_1 \neq 0$
- ✓  $k \neq 0$  e  $k \neq 1$ . Ambas fazem sentido se pensar-se que  $k = 0$  representa a não existência de *liner* e que  $k = 1$  significa que o *liner* é exatamente do tamanho do *casing*, outro absurdo.

Dessa forma tem-se:

$$2.C_2 - \frac{2.C_3}{(1-k)^2} - \frac{C_3.k.2}{(1-k)^3} - 2.\lambda.r^2 + \frac{2.\lambda}{(1-k)^2} + \frac{\lambda.k.2}{(1-k)^3} = 0$$

$$2.C_2.(1-k)^3 - 2.C_3.(1-k) - C_3.k.2 - 2.\lambda.r^2.(1-k)^3 + 2.\lambda.(1-k) + \lambda.k.2 = 0$$

$$2.C_2.(1-k)^3 - 2.C_3 - 2.\lambda.r^2.(1-k)^3 + 2.\lambda = 0$$

$$(1-k)^3.(2.C_2 - 2.\lambda.r^2) = 2.C_3 - 2.\lambda$$

$$(1-k)^3.(C_2 - \lambda.r^2) = C_3 - \lambda$$

$$(1-k)^3 = \frac{C_3 - \lambda}{C_2 - \lambda.r^2}$$

$$k_{otimo} = 1 - \left( \frac{C_3 - \lambda}{C_2 - \lambda.r^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Substituindo  $C_2$  e  $C_3$ , tem-se a expressão completa para o cálculo de  $k_{otimo}$ :

$$k_{otimo} = 1 - \left( \frac{(1-m_{sn})^2 - \lambda}{\frac{\Delta P_{2-4}}{q_{ref}} - \lambda.r^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (54)$$

Como definido,  $m_{sn}$  pode ser escrito da seguinte forma:

$$m_{sn} = 1 - m_{Res} \quad (\text{resíduos?})$$

$$m_{sn} = 50\%$$

O valor de  $\lambda$  é determinado com as equações 41 e 43, que juntas formam:

$$\lambda = 1 - \frac{C_p}{1 - \frac{1}{R_a^2}} \quad (55)$$

$$\lambda = 1 - \frac{0,5}{1 - \frac{1}{1,62^2}}$$

$$\lambda = 0,19$$

A razão  $r$  é determinada como segue:

$$r = \frac{A_{ref}}{A_{inlet}} \quad (56)$$

$$r = \frac{8,32 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (0,03)^2}{4} \cdot 1,62}$$

$$r = 7,27$$

A determinação do  $k_{otimo}$ , a partir de agora, torna-se trivial:

$$k_{otimo} = 1 - \left( \frac{(1 - 0,5)^2 - 0,19}{37 - 0,19 \cdot 7,27^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$k_{otimo} = 0,87$$



Em outras palavras, a área da secção transversal do *liner* é 87% da área do *casing*. Sendo assim,

$$A_L = 0,87.8,32.10^{-3}$$

$$A_L = 7,23.10^{-3} \text{ m}^2$$

O diâmetro do *liner* vale:

$$D_L = \sqrt{\frac{4.A_L}{\pi}}$$

$$D_L = 96 \text{ mm}$$

#### *Cálculo dos Furos para o Ar de Diluição (Zona de Diluição)*

A referência [2] também apresenta várias metodologias de dimensionamento dos furos para o ar de diluição. O método a ser adotado utiliza-se de um diagrama (figura 13) que relaciona a porcentagem do fluxo mássico total utilizado na diluição com o valor ótimo de

$\frac{D_L}{n.d_j}$ , no qual:

n: número de furos em linha no *liner*.

d<sub>j</sub>: diâmetro do jato de ar

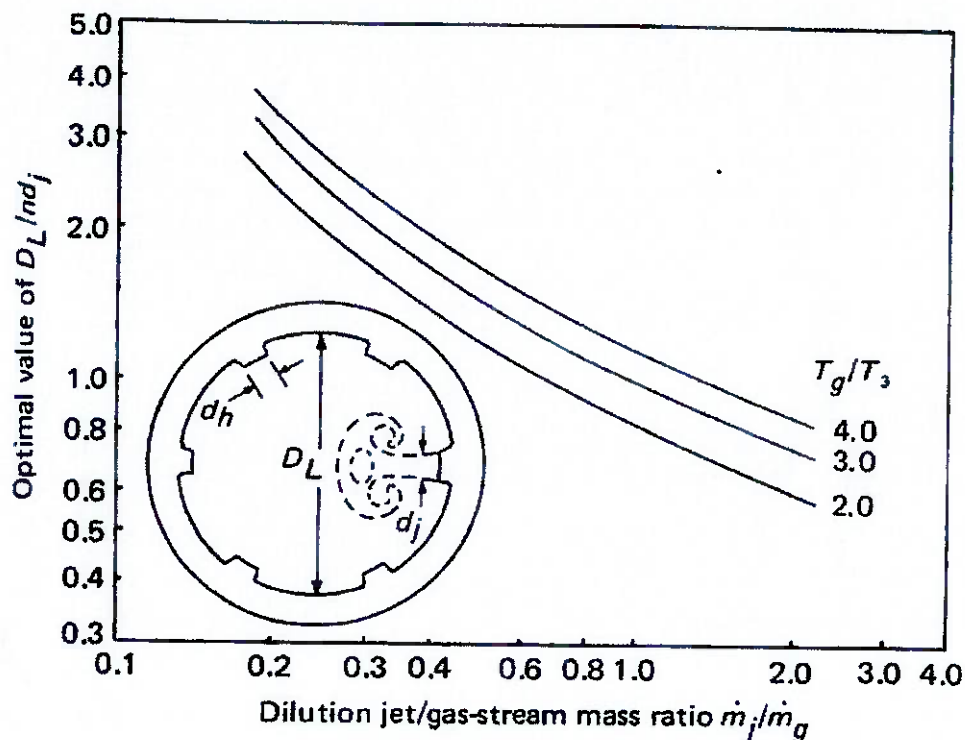
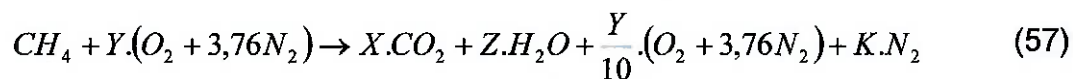


Figura 13 – Diagrama para projeto dos diâmetros dos furos no *liner*.

Nota-se que existem diferentes linhas para o dimensionamento referentes a razão entre a temperatura do gás,  $T_g$ , e a temperatura de entrada na câmara de combustão,  $T_3$ . A temperatura do gás será admitida como a temperatura adiabática de chama,  $T_{AC}$ .

Portanto, para o prosseguimento do dimensionamento da câmara da combustão deve-se agora determinar a temperatura adiabática de chama, sabendo-se que o combustível a ser utilizado será o metano,  $CH_4$ .

Considera-se a reação de combustão com 10% de excesso de ar:



No qual: Y, X, Z, W, K: Constantes determinadas a partir do balanceamento estequiométrico.

Do balanceamento, tem-se, diretamente:

✓  $X = 1$

✓  $Z = 2$

Para a determinação de Y deve-se levar em consideração que se trabalhou com 10% de excesso de ar. Assim:

$$2Y = 1.2 + 2.1 + \frac{Y}{10} \cdot 2$$

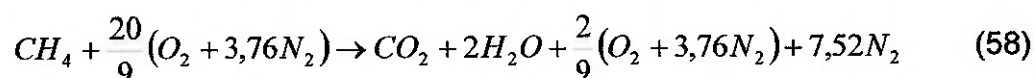
$$Y = \frac{20}{9}$$

A determinação de K torna-se trivial uma vez que todas as outras constantes estão calculadas.

$$7,52 \cdot Y = \frac{7,52 \cdot Y}{10} + 2 \cdot Z$$

$$Z = 7,52$$

A equação da reação de combustão é, então, definida da seguinte forma:



A temperatura adiabática de chama é determinada pelo método de tentativa e erro sabendo que a entalpia dos reagentes deve ser igual a entalpia dos produtos na condição adiabática, ou seja:

$$H_{reagentes} = H_{produtos} \quad (59)$$

Calcular-se-á, primeiramente, a entalpia dos reagentes,  $H_R$ . Deve-se ter em mente que a temperatura de início da reação de combustão não ocorre na temperatura padrão de 298K, mas sim a 328,1K, temperatura após a saída do compressor. Para facilitar o cálculo se determinará primeiro a entalpia no estado padrão e, posteriormente, adicionado o efeito na entalpia da diferença entre a temperatura padrão e a temperatura efetiva da combustão,  $T_3$ .

Genericamente,  $H_R$  é definido como se segue:

$$H_R = n_{CH_4} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{CH_4} + n_{O_2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{O_2} + n_{N_2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_{N_2} \quad (60)$$

Quando se trata do estado padrão não há variação de entalpia para nenhuma substância, ou seja,  $\Delta\bar{h} = 0$ . A entalpia de formação para substâncias simples também é definida com o valor nulo. Assim,

$$H_{R\text{ Padrão}} = n_{CH_4} \cdot (\bar{h}_f^0)_{CH_4} \quad (61)$$

A entalpia de formação do metano foi retirada de referência [6] e vale:

$$(\bar{h}_f^0)_{CH_4} = -74.873 \frac{kJ}{kmol}$$

Portanto,

$$H_{R\text{ Padrão}} = -74.873 \frac{kJ}{kmol}$$

Agora, faz-se a consideração da variação de temperatura existente no início do processo de combustão. Essa variação implica em existência de variações de entalpia associadas diretamente à variação da temperatura. Utilizando-se novamente da referência [6], que apresenta valores de  $\Delta\bar{h}$  para determinadas temperaturas e interpolando-se linearmente para encontrarmos o  $\Delta\bar{h}$  para  $T=328,1K$ , tem-se:

$$\checkmark \quad \Delta\bar{h}_{O_2} = 889,4 \frac{kJ}{kmol}$$

$$\checkmark \quad \Delta\bar{h}_{N_2} = 873,7 \frac{kJ}{kmol}$$

A determinação do  $\Delta \bar{h}$  para o  $\text{CH}_4$  requer um esforço matemático um pouco maior. As tabelas de variações de entalpias são construídas partindo-se da definição genérica para um elemento 'X' qualquer:

$$\Delta \bar{h}_X = M_X \cdot \int_{298}^T c_{p_0}(T) dT \quad (62)$$

No qual, M: Massa molar

A referência [6] nos fornece a equação de dependência de  $c_{p_0}$  em função da temperatura, observando-se, atentamente, os limites de temperaturas para os quais a equação é aplicável. No caso no metano, tais limites situam-se entre 250K e 1200K. Como estamos trabalhando na faixa dos 328K, não há limitações nesse sentido. A equação é a seguinte:

$$c_{p_0} = 1,2 + 3,25.\theta + 0,75.\theta^2 - 0,71.\theta^3 \quad (63)$$

$$\text{No qual, } \theta = \frac{T(\text{Kelvin})}{1000}$$

Aplicando-se as duas definições acima na equação 62 para o metano, tem-se:

$$\Delta \bar{h}_{\text{CH}_4} = M_{\text{CH}_4} \cdot \int_{0,2980}^{0,3281} (1,2 + 3,25.\theta + 0,75.\theta^2 - 0,71.\theta^3) 1000.d\theta \quad (64)$$

$$\Delta \bar{h}_{\text{CH}_4} = 16,04 \cdot \left( 1,2 \left[ \theta \right]_{0,298}^{0,328} + \frac{3,25.\theta^2}{2} \left[ \right]_{0,298}^{0,328} + \frac{0,75.\theta^3}{3} \left[ \right]_{0,298}^{0,328} - \frac{0,71.\theta^4}{4} \left[ \right]_{0,298}^{0,328} \right) \cdot 1000$$

$$\Delta \bar{h}_{\text{CH}_4} = 16,04 \cdot (6,83 \cdot 10^{-2}) \cdot 1000$$

$$\Delta \bar{h}_{\text{CH}_4} = 1,095 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

A entalpia total dos reagentes,  $H_R$ , é então determinada da seguinte forma:

$$H_R = H_{R\text{Padrão}} + n_{CH_4} \cdot (\Delta \bar{h})_{CH_4} + n_{O_2} \cdot (\Delta \bar{h})_{O_2} + n_{N_2} \cdot (\Delta \bar{h})_{N_2} \quad (65)$$

$$H_R = -74,873 + 1 \cdot (1.095) + 2,222 \cdot (889,4) + 8,355 \cdot (873,7)$$

$$H_R = -64.502 \frac{kJ}{kmol}$$

Uma vez calculada a entalpia dos reagentes deve-se calcular a entalpia dos produtos arbitrando valores para a temperatura dos mesmos até atingirmos a igualdade da equação 59.

A equação da entalpia dos produtos,  $H_P$ , pode ser escrita de seguinte forma:

$$H_P = n_{CO_2} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + n_{H_2O} \cdot (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{H_2O} + n_{O_2} \cdot (\Delta \bar{h})_{O_2} + n_{N_2} \cdot (\Delta \bar{h})_{N_2} \quad (66)$$

Para a temperatura de 2000K, atinge-se:

$$H_P = -157.997 \frac{kJ}{kmol}$$

Já, para a temperatura de 2200K, atinge-se:

$$H_P = -63.094 \frac{kJ}{kmol}$$

Nota-se que com esses dois valores de temperatura foi possível encontrar dois limites capazes de cercar o valor da entalpia dos reagentes. Agora, interpolando-se linearmente os valores de entalpia chega-se a seguinte temperatura adiabática de chama,  $T_{AC}$ :

$$T_{AC} = 2.197K$$

Agora, volta-se a atenção para o projeto dos furos do *liner*. E a utilização do diagrama da figura 13. A razão  $\frac{T_g}{T_3}$ , fundamental para o projeto vale, então:

$$\frac{T_g}{T_3} = \frac{2179}{328,1}$$

$$\frac{T_g}{T_3} = 6,64$$

Como já dito anteriormente, a fração do fluxo mássico utilizado no resfriamento corresponde a 50%, ou seja:

$$\frac{m_j}{m_g} = \frac{0,10}{0,07} = 1,43$$

Sendo assim, da figura 13. determina-se a relação  $\frac{D_L}{n.d_j}$ , que nesse caso vale:

$$\frac{D_L}{n.d_j} \approx 1,3$$

O valor do diâmetro do *liner* já foi determinado e vale 96mm. Sendo assim tem-se que a relação  $n.d_j$ , vale:

$$n.d_j = 73,85mm \quad (67)$$

No qual: n: número de furos alinhados

Para se determinar o diâmetro do jato e, posteriormente, do furo e o número de furos, deve-se partir de equações básicas de fluxo mássico e velocidade.

O fluxo mássico pelo jato é definido como:

$$\dot{m}_j = n.A_j.\rho_3.U_j \quad (68)$$

No qual,

$$A_j = \frac{\pi.d_j^2}{4}$$



Admitindo-se que praticamente toda perda de pressão no *liner* seja devida à pressão dinâmica exercida pelo jato, tem-se:

$$U_j = \left( \frac{2 \cdot \Delta P_L}{\rho_3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (69)$$

Relacionando-se a equação 69 com a equação 68 e levando-se em consideração que o ar pode ser tratado como gás perfeito, GP, determina-se a seguinte expressão para o cálculo de  $n$  e  $d_j$ :

$$n \cdot d_j^2 = \frac{15,25 \cdot \dot{m}_j}{\left( \frac{P_3 \cdot \Delta P_L}{T_3} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (70)$$

Neste instante a determinação da perda de pressão no *liner* torna-se necessária e para tal se utilizará as equações 50 e 42.

$$\Delta P_{Difusor} = \lambda \cdot q_e \cdot \left( 1 - \frac{1}{R_a^2} \right)$$

$$\Delta P_{Difusor} = \lambda \cdot \frac{\rho_2 \cdot U_2^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{1}{R_a^2} \right)$$

$$\Delta P_{Difusor} = 0,16 \cdot \frac{1,3274 \cdot (99,92)^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{1}{1,62^2} \right)$$

$$\Delta P_{Difusor} = 0,16 \cdot \frac{1,3274 \cdot (99,92)^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{1}{1,62^2} \right)$$

$$\Delta P_{Difusor} = 656 Pa$$





A perda de pressão existente na câmara de combustão vale:

$$\Delta P_{2-4} = 0,05.P_2$$

$$\Delta P_{2-4} = 0,05.141.855$$

$$\Delta P_{2-4} = 7.093 Pa$$

A perda de pressão no *liner* é, então:

$$\Delta P_L = 6.437 Pa$$

Pode-se, agora, utilizando-se das equações 67 e 70 calcular o diâmetro do jato e o número de furos necessários para o resfriamento dos gases resultantes da combustão:

$$\begin{cases} n.d_j^2 = \frac{15,25.\dot{m}_j}{\left(\frac{P_3.\Delta P_L}{T_3}\right)^{\frac{1}{2}}} \\ n.d_j = 78,84 mm \end{cases}$$

$$d_j.78,84.10^{-3} = \frac{15,25.0,5.0,2}{\left(\frac{141.855.6.437}{328,1}\right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$d_j = 12,4 mm$$

e

$$n = 6$$

O diâmetro do furo é, por fim, calculado com a seguinte relação [2]:

$$d_f = \frac{d_j}{C_D^{0,5}} \quad (71)$$

No qual,  $C_D$ : Coeficiente de descarga do furo.

O coeficiente de descarga é definido utilizando-se da figura 14 retirada da referência [2].

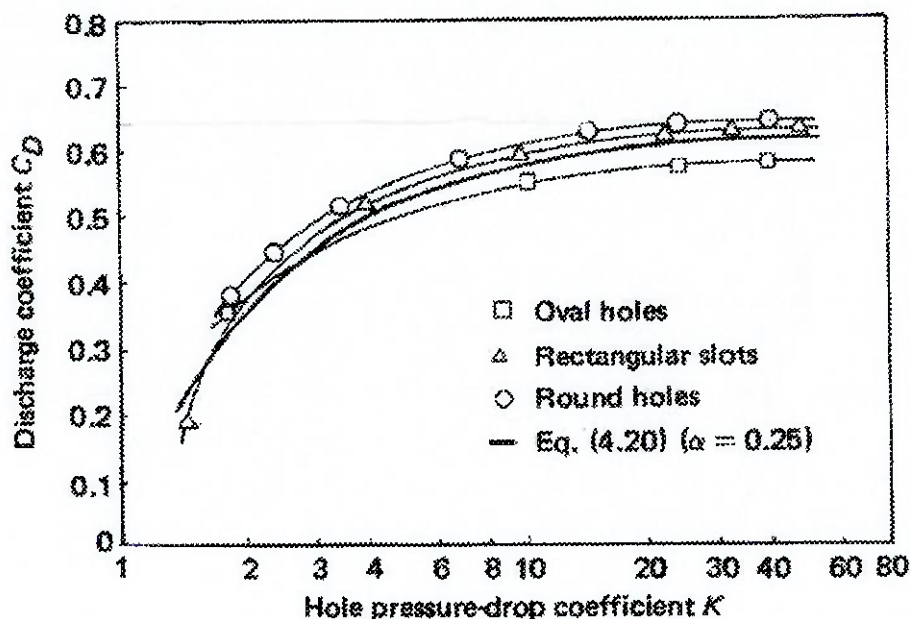


Figura 14 – Diagrama para determinação do coeficiente de descarga do furo

A variável ‘K’, apresentada na figura acima, representa a razão entre a pressão dinâmica do jato e a pressão dinâmica do ar na região entre o *liner* e o *casing*, conhecida como *annulus*.

Para o cálculo da pressão dinâmica do *annulus* é necessário determinar a velocidade do ar neste setor. Como se sabe, a velocidade é diretamente proporcional à vazão mássica existente e definida como:

$$U_{an} = \frac{\dot{m}_{an}}{\rho_{an} \cdot A_{an}} \quad (72)$$

A densidade do ar no *annulus* é a mesma observada após a saída do difusor, uma vez que o fluxo é considerado incompressível. O fluxo mássico  $\dot{m}_{an}$  é o referente ao fluxo mássico necessário ao resfriamento e diluição do gás resultante do processo de combustão. A área do *annulus* é facilmente determinada uma vez que se conhece a priori os diâmetros do *liner* e *casing*.



De acordo com o descrito acima, tem-se:

$$\rho_{an} = 1,3274 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{an} = 0,1 kg / s$$

$$A_{an} = 1,64 \cdot 10^{-3} m^2$$

Assim, a velocidade no *annulus*, vale:

$$U_{an} = \frac{0,1}{1,3274 \cdot 1,64 \cdot 10^{-3}}$$

$$U_{an} = 45,94 m / s$$

A pressão dinâmica no *annulus* é determinada, então a partir da equação 73 abaixo.

$$q_{an} = \frac{\rho_{an} \cdot U_{an}^2}{2} \quad (73)$$

$$q_{an} = \frac{1,3274 \cdot 45,94^2}{2}$$

$$q_{an} = 1.400,5 Pa$$

O coeficiente K é então calculado de acordo com a referência [2] da seguinte forma:

$$K = 1 + \frac{\Delta P_L}{q_{an}} \quad (74)$$

$$K = 1 + \frac{6.437}{1.400}$$

$$K = 5,6$$

Da diagrama da figura 14, o coeficiente de descarga dos furos vale, aproximadamente:

$$C_D = 0,52$$

Enfim, da equação 71 determina-se o diâmetro do furo,  $d_f$ :

$$d_f = \frac{12,4}{0,52^{0,5}}$$

$$d_f = 17,5mm$$

### Temperatura dos Gases de Exaustão

De extrema importância é a determinação da temperatura dos gases de exaustão da câmara de combustão, ou seja, a temperatura de entrada na turbina,  $T_4$ , pois é ela quem determina a potência gerada pela turbina.

As simulações foram feitas admitindo temperatura  $T_4$  de 700K e para garantir que tal temperatura seja a atuante na entrada da turbina deve-se determinar o chamado fator padrão [2]:

$$\frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - \exp\left(-0,070 \cdot \frac{L_L}{D_L} \cdot \frac{\Delta P_L}{q_{ref}}\right)^{-1} \quad (75)$$

No qual: O sufixo 'L' refere-se ao *liner*

$T_{\max}$ : máximo valor de temperatura medido para os gases de combustão.

O valor da pressão dinâmica de referência é determinado pelos valores dispostos na tabela 3, e vale 191,7Pa.

Substituindo os valores numéricos na equação 75, tem-se:

$$\frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - \exp\left(-0,070 \cdot \frac{288}{96} \cdot \frac{6437}{191,7}\right)^{-1}$$

$$\frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} = 0,132$$

A temperatura máxima que pode ser encontrada nas medições dos gases de exaustão vale:

$$\frac{T_{\max} - 700}{700 - 328} = 0,132$$

$$T_{\max} = 749,2K$$

Aconselha-se a construção da câmara de combustão livre para se fazer a medição da temperatura dos gases de combustão ao longo da secção de saída e assegurar-se que o critério do fator padrão seja garantido antes de se acoplar a turbina à câmara.

### *Comprimento da Câmara de Combustão*

Como o último parâmetro geométrico da câmara de combustão deve-se determinar o comprimento da mesma.

Segundo [2], tanto a zona intermediária quanto a zona de diluição devem possuir comprimentos da ordem de  $1,5.D_L$ . Sendo assim, o comprimento das respectivas regiões,  $L_{inter}$  e  $L_{dilu}$ , são:

$$L_{inter} = L_{Dilu} = 144mm$$

Conclui-se, então, que o comprimento total da câmara,  $L_{Câmara}$ , vale:

$$L_{Câmara} = 288mm$$

Conclui-se, então, a determinação dos parâmetros geométricos relevantes no projeto da câmara de combustão. O quadro abaixo (tabela 4) sumariza bem o objetivo deste projeto.

Tabela 4 – Resumo dos parâmetros geométricos relevantes à construção da câmara de combustão

Parâmetros Relevantes	
$D_{\text{Casing}}$	103mm
$D_{\text{Liner}}$	96mm
$d_f$	18mm
N	6
$L_{\text{Câmara}}$	288mm

### 4.3.2. O Projeto do Swirler

O objetivo fundamental de um *swirler* é permitir uma chama mais estável através de uma melhor mistura do combustível com o ar e compactação do fluxo de gás. Tudo isso é feito através do fenômeno chamado de recirculação na zona primária.

Para projetos mais modestos e convencionais recomenda-se o uso de *swirlers* de fluxo axial. A figura 15 mostra, de forma simplificada, a notação de um *swirler* convencional básico. Os vãos são planos e possuem ângulo fixo igual a  $\theta$ . Existem *swirlers* cujos vãos são curvos, fato que lhes confere maior eficiência.

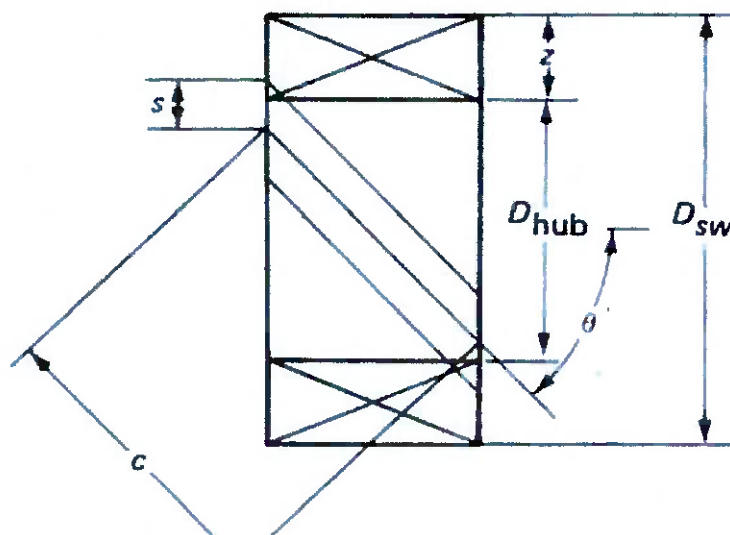


Figura 15 – Ilustração básica de um *swirler* de vãos planos

O padrão do fluxo é definido pela figura 16 abaixo, na qual fundamentos básicos são apresentados. Nela nota-se que o fluxo pode ser admitido simétrico em torno do eixo horizontal, com clara definição da zona de recirculação e de fluxo principal. A linha traceja indica a região onde a velocidade axial do fluxo é admitida nula. O ponto B é definido como o ponto de estagnação e o ponto A como sendo o ponto de maior concentração de tensão de cisalhamento.

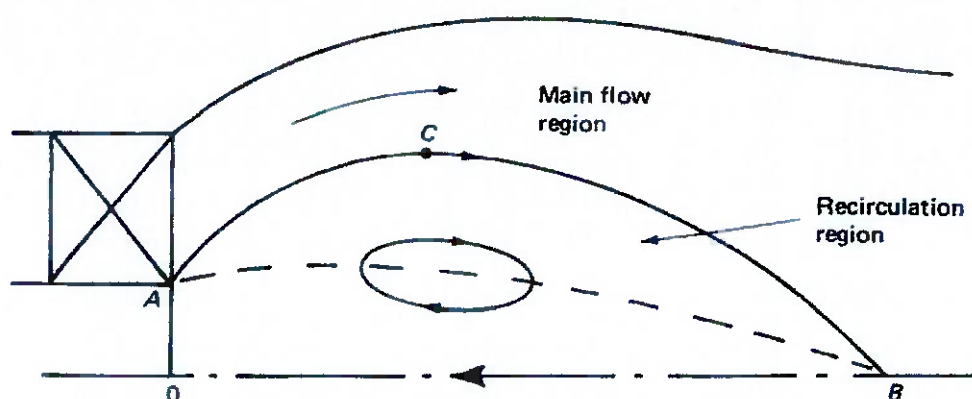


Figura 16 – Padrão de fluxo na saída do *swirler*

Lefebvre [2], define um critério adimensional para a definição do montante de fluxo recirculado. Esse adimensional é chamado de Numero de Swirl, e é definido da seguinte forma:

$$S_N = \frac{2.G_m}{D_{sw}.G_t} \quad (76)$$

No qual,  $G_m$ : fluxo axial de momento angular

$G_t$ : impulso axial

Para o cálculo das grandezas do fluxo deve-se calcular de antemão as velocidades radial e tangencial do jato de entrada no *swirl*. Como não é conhecido o perfil de velocidades do fluxo, deve-se encontrar outro caminho para o projeto do *swirl*.

Sabe-se *a priori* que  $S_N$  deve ser maior que 0,6 para que a recirculação seja significativa e eficiente [2]. Em outras palavras, o fluxo mássico de reversão,  $m_r$ , é relevante no tangente à estabilização da chama e compactação do fluxo. Pode-se admitir que o ângulo ótimo de vãos planos é de 60° e que a relação usual de  $z/c$  é igual a 0,4 [2].

Segundo [2], é possível estabelecer uma relação entre a razão do fluxo de reversão com relação ao fluxo total que entra no *swirler* com o ângulo dos vãos e seu tipo através da figura 17.

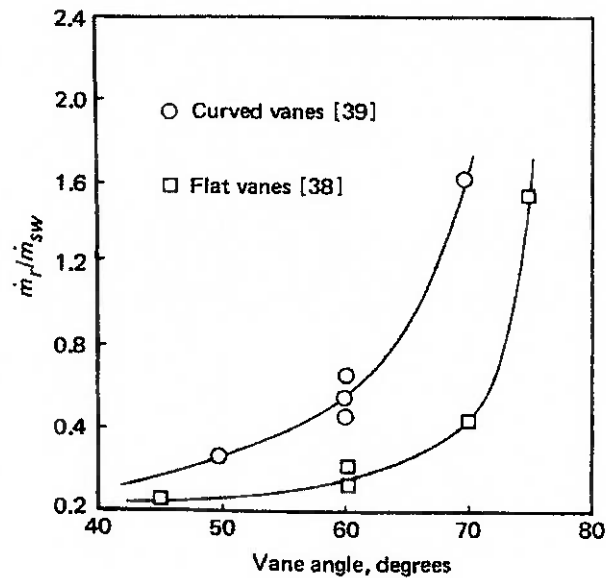


Figura 17 – Fluxo de reversão em função do ângulo de vão

Da figura acima, para  $\theta = 60^\circ$ , a razão mássica entre o fluxo de reversão e o fluxo total do *swirler* é de, aproximadamente:

$$\frac{m_r}{m_{sw}} = 0,25$$

Desta feita o Número de Swirl,  $S_N$ , é definido com o uso da figura 18 [2]



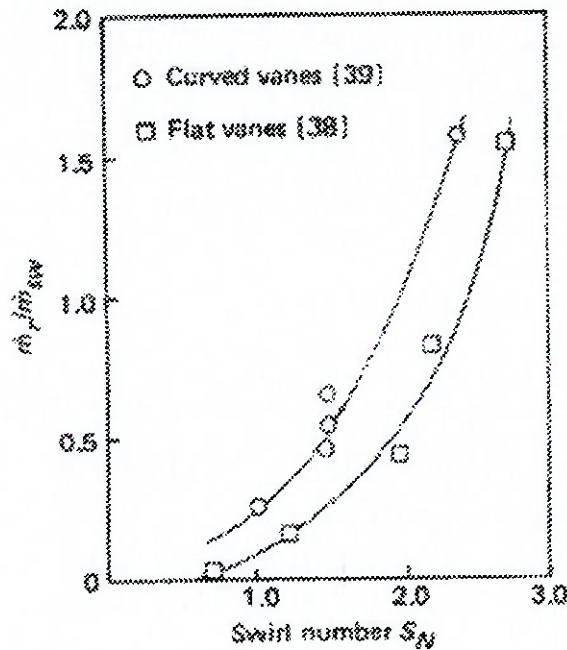


Figura 18 – Fluxo de reversão como função de  $S_N$

Da figura acima, com o valor da relação mássica de 0,25, o  $S_N$  é definido como sendo:

$$S_N = 1,5$$

Portanto, mostrou-se que a colocação do *swirler* é importante, uma vez que  $S_N$  é maior que 0,6.

### Dimensionamento do Swirler

O dimensionamento é feito através do método de perda de pressão. Segundo [2], a perda de pressão para *swirlers* axiais é definida como:

$$\Delta P_{sw} = K_{sw} \cdot q_{ref} \cdot \left[ \left( \frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 \cdot \sec^2(\theta) - \left( \frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \right] \left( \frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3} \right)^2 \quad (77)$$

No qual,  $\Delta P_{sw}$ : Perda de pressão no *Swirler*

$A_{sw}$ : Área frontal do *Swirler*

$K_{sw}$ : Constante dependente do tipo de vão. Para planos, vale 1,3.

Da equação 77 conhece-se todo fluxo mássico uma vez que o fluxo de ar no *swirler* vale 35% do fluxo total. Na verdade, a seguinte relação entre fluxos mássicos pode ser estabelecida:

$$m_{sw} = m_{sn} - m_{est} \quad (78)$$

Apenas o valor da área  $A_{sw}$  é desconhecido, mas é essa variável que se deseja calcular. Por fim a relação  $\Delta P_{sw}/q_{ref}$  é determinada através da figura 19 [2]. Para as considerações anteriores e para número de vãos entre 12 e 16, tem-se:

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \approx 11,2$$

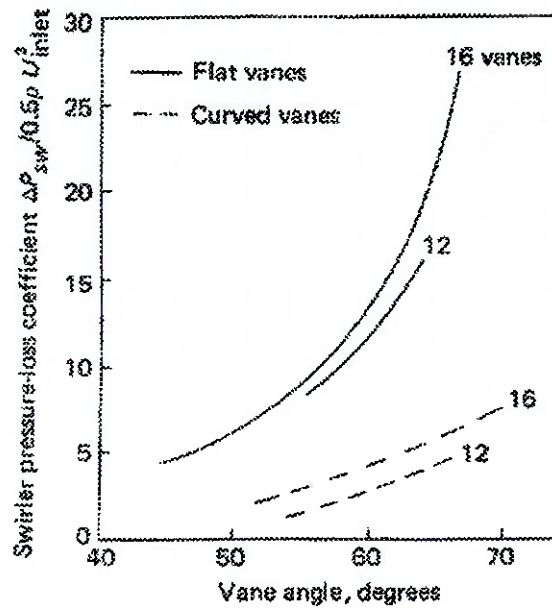


Figura 19 – Coeficiente de perda de pressão em função de  $S_N$

Reearanjando-se a expressão 77 para determinar diretamente a área da seção transversal do *swirler*, tem-se:

$$\left( \frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 = \frac{\left[ \left( \frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \right) \cdot \frac{1}{K_{sw}} \cdot \left( \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{sw}} \right)^2 + \left( \frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \right]}{\sec^2(\theta)} \quad (79)$$

Substituindo os valores numéricos, chega-se:

$$\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}}\right)^2 = \frac{\left[11,2 \cdot \frac{1}{1,3} \cdot \left(\frac{1}{0,35}\right)^2 + (1,15)^2\right]}{\sec^2(60)}$$

$$\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}}\right)^2 = 17,89$$

$$\frac{R_{ref}}{R_{sw}} = 2,06$$

$$R_{sw} = 25,0mm$$

Para finalizar esta secção, abaixo encontra-se a tabela 5 com os dados sumarizados do projeto do *swirler*.

Tabela 5 – Resumo dos parâmetros geométricos relevantes ao projeto do *swirler*

Parâmetros Relevantes	
D <sub>Swirler</sub>	50mm
θ	60°
z/c	0,4
S <sub>N</sub>	1,5

A largura do *swirler* pode ser definida em função da largura do mancal, L<sub>mancal</sub>, onde se apoiará o mesmo. Por geometria:

$$c \cdot \cos(\theta) = L_{mancal}$$

$$e$$

$$z = 0,4 \cdot c$$

#### 4.4. Eficiência da Combustão

Para o cálculo da eficiência da reação, [2] apresenta um modelo baseado na velocidade de queima (“Burning-Velocity Model”).

A eficiência da combustão pode ser definida como a taxa de calor liberada na queima dividida pelo calor total disponibilizado pelo combustível. Em outras palavras,

$$\eta_c = \frac{(\rho_g \cdot A_f \cdot U_T) c_{pg} \Delta T}{\dot{m}_{ar} \cdot r \cdot PCI_{comb}} \quad (80)$$

No qual: g: sufixo para representar o gás

$A_f$ : área da chama (“flame”).

$U_T$ : velocidade da chama em regime turbulento

r: razão combustível/ar mássica

Por definição,  $c_{pg} \cdot HT = r \cdot PCI_{comb}$ . Sabe-se, também que a área da chama depende diretamente da área do *liner* que por sua vez depende também diretamente da área de referência. De alguma forma pode-se definir que o rendimento da combustão é função direta da velocidade da chama e da área de referência. Pela equação 45, a área de referência é inversamente proporcional à velocidade de referência. Dessa forma a eficiência da combustão é definida como uma função dessa razão de velocidade [2]:

$$\eta_c \propto \frac{U_T}{U_{ref}} \quad (81)$$

Sabendo-se que a velocidade de referência depende das condições de pressão na entrada da câmara de combustão,  $P_3$ , do fluxo mássico de ar requerido na combustão,  $\dot{m}_{ar}$  e da própria temperatura de início do processo de combustão e que a intensidade da turbulência está fortemente ligada com a perda de pressão existente no *liner*, a equação 81 pode ser mais discretizada, de acordo com [2] da seguinte forma:

$$\eta_c = f \left( \frac{P_3^{1,75} \cdot A_{ref} \cdot D_{ref}^{0,75} \cdot \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{\dot{m}_{ar}} \right) \left( \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right)^{0,375} \quad (82)$$

No qual:  $b$ : constante de valor 300 para temperatura em K (Kelvin) ou 540 para temperatura em °R (Rankine).

Segundo [2], a perda de pressão no *liner* varia relativamente muito pouco entre os diversos projetos de combustores, fato que permite uma simplificação da equação 82.

$$\eta_c = f(\theta) = f\left(\frac{P_3^{1,75} \cdot A_{ref} \cdot D_{ref}^{0,75} \cdot \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{\dot{m}_{ar}}\right) \quad (83)$$

A figura 20 abaixo, disponibilizada por [2], mostra a relação entre o parâmetro  $\theta$  e a eficiência da combustão para os tipos típicos de câmara de combustão.

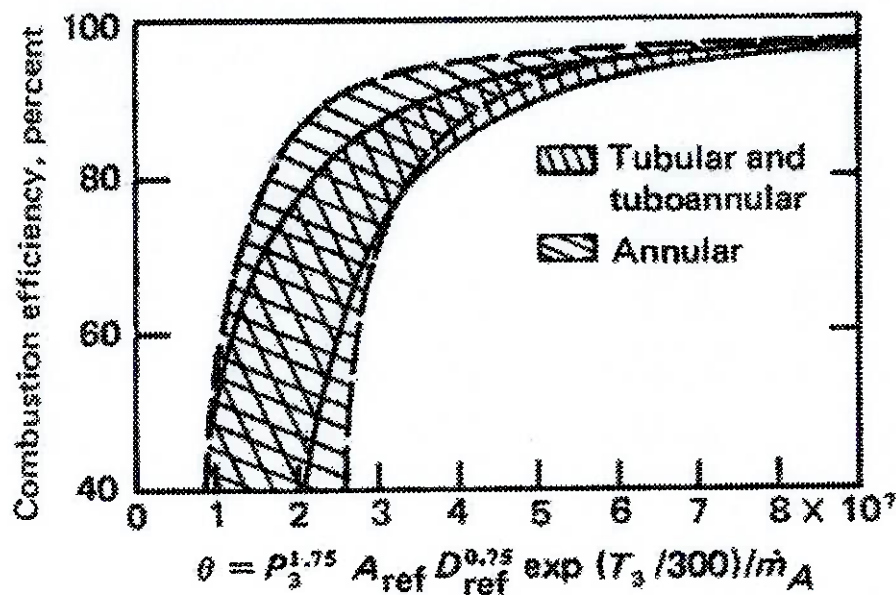


Figura 20 – Diagrama para definição da eficiência de combustão

Para este projeto o parâmetro  $\theta$  vale:

$$\theta = \left( \frac{141.855^{1,75} \cdot 0,00832 \cdot 0,103^{0,75} \cdot \exp\left(\frac{328,1}{300}\right)}{0,07} \right)$$

$$\theta = 6,69 \cdot 10^7$$



Da figura 20, a eficiência da combustão vale, aproximadamente:

$$\eta_c = 92\%$$

Segundo [4], valores abaixo de 80% requerem uma revisão do projeto da câmara de combustão. Alguns projetistas definem o tamanho da câmara de combustão garantindo, *a priori*, que o rendimento da reação de combustão seja superior a 80% e, através da figura 20, determinam o valor do diâmetro de referência.

## 5. Ignição

O processo de ignição é de fundamental importância no projeto de uma turbina. Garantir a partida do conjunto de forma a possibilitar atingir o estado de regime permanente é a função de um ignitor eficiente.

Por se tratar de um turbo-compressor automotivo, o uso de uma vela de ignição para autos aparece como uma solução relativamente fácil e barata. Entretanto, deve-se ter absoluta certeza de que uma vela de ignição previamente projetada para operar em outras condições que não a de ignitor de uma micro-turbina funcione perfeitamente neste novo caso.

Para tanto, alguns parâmetros e definições serão introduzidos e comparados com uma vela de ignição.

### 5.1. Vida do Ignitor

Existe uma série de parâmetros geométricos ligados à vela de ignição <sup>AV</sup> de influenciam de forma direta na durabilidade do ignitor. Dentre eles pode-se destacar o diâmetro do eletrodo central, no qual aumentos propiciam menor energia na faísca, aumentando a vida do ignitor. Alguns experimentos [3], mostraram que para cada 4 (quatro) vezes de diminuição na energia da faísca a vida do ignitor estende-se em 5 (cinco) vezes. É claro que neste projeto não se aprofundará o estudo sobre parâmetros geométricos por razões já citadas

Um fator de operação que influencia na vida do ignitor está na temperatura de operação. Temperaturas acima de 600°C na região do ignitor no início do processo possibilitam a erosão e causam perda de contato entre o eletrodo e a semicondutor [3]. Neste projeto tal problema é evitado uma vez que a temperatura antes do processo de ignição gira em torno de 55°C.

Entretanto, para temperaturas abaixo de 400°C, é observado o problema de carbonização. Deve-se deixar claro que a carbonização é definida para os parâmetros de funcionamento do motor de um veículo, no qual temperaturas muito baixas impossibilitam uma queima eficiente, liberando partículas de carbono após a combustão. Sendo assim, se a queima de gás natural ocorrer próxima à estequiométrica a liberação de particulados como produto da combustão fica bastante reduzida.

## 5.1. Duração da Ignição

De acordo com [2], a energia de um ignitor efetivamente utilizada para o processo de ignição atinge por volta de 9% de toda energia disponibilizada. O restante é dissipado ao longo de todo circuito elétrico. Quando a descarga elétrica é muito rápida a taxa de dissipação aumenta, fato que pode impossibilitar a ignição. Por outro lado, se o processo é lento, a energia é dissipada ao redor de um volume maior do fluido, não permitindo que a temperatura do gás eleve-se suficientemente para dar início ao processo de ignição.

Vários estudos foram feitos com o intuito de encontrar parâmetros para a duração ótima da ignição [2]. Chegou-se a conclusão que a duração ótima do processo de ignição estendia-se entre 30 a 90 $\mu$ s. Dentre as conclusões mais interessantes, destacam-se que a turbulência não apresenta efeito significativo na determinação da duração da ignição, ao contrário da velocidade do fluxo de gás, cujo aumento implica em diminuição.

## 5.2. Unidade de Ignição Básica

Um diagrama simplificado de uma unidade 12-J de ignição é mostrada na figura 21. Nele um espiral de indução, que é alimentado por uma fonte de tensão contínua de 24V, carrega um capacitor através de um retificador de alta-voltagem até que a tensão no capacitor iguale-se à tensão de rompimento da barreira de descarga. Quando a mesma é superada pela tensão no capacitor, a energia é descarregada através de um *choke* e de um interruptor. A função do *choke* é controlar a duração da ignição enquanto que o resistor de segurança assegura a dissipação da energia armazenada pelo capacitor.

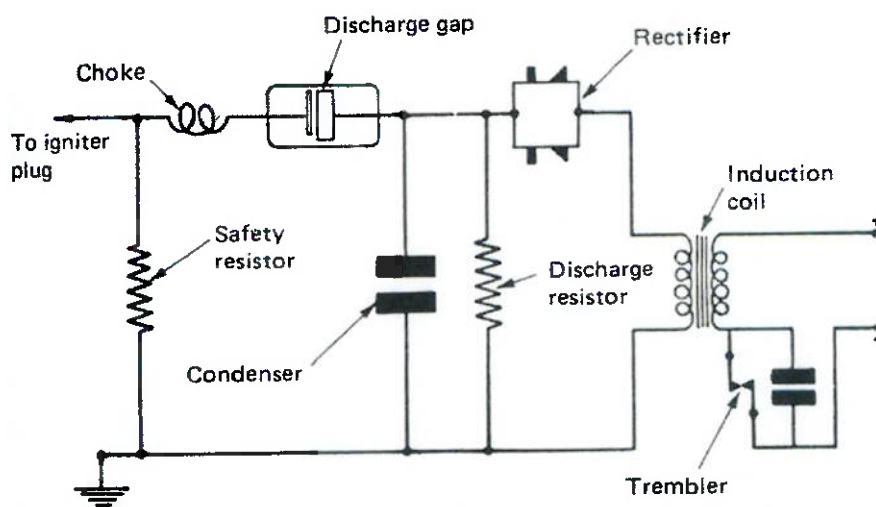


Figura 21 – Diagrama simplificada de uma unidade de ignição de 12J



### 5.3. O Processo de Ignição

O processo de ignição pode ser dividido em 3 (três) fases. A primeira é caracterizada pela formação do núcleo da chama em temperatura e tamanho suficientes para dar prosseguimento ao processo de ignição. A segunda fase é exatamente a propagação do núcleo da chama para a vizinhança ao longo da zona primária da câmara de combustão. A terceira fase, existente apenas em câmara tubulares multi-câmaras e tubo-anulares, refere-se à propagação da chama do *liner* aquecido para as outras câmaras adjacentes. Vide figura 22 para melhor entendimento [2].

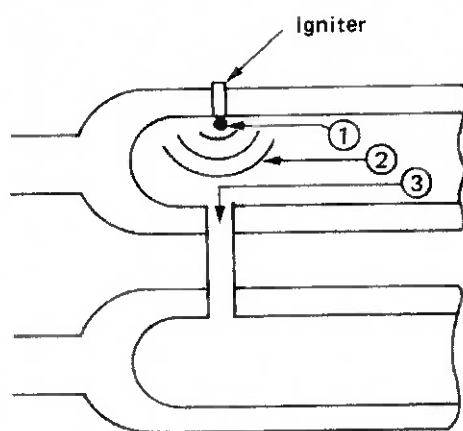


Figura 22 – Fases no processo de ignição

O interessante de se notar é que a divisão do processo de ignição em 3 fases possibilita o entendimento de algumas falhas na ignição. Muitas vezes o simples aumento da energia de ignição não soluciona o problema da ignição se a falha no processo estende-se pelas fases 2 ou 3.

### 5.4. Teoria da Ignição

Dentre as várias teorias existentes, a de Ballal e Lefebvre [2] assume posição de destaque. Não só pela referência, mas, principalmente, pela eficiente aplicação prática. Esta teoria é aplicada para misturas homogêneas, hipótese bastante razoável quando se trata de gás metano como combustível.

Nesta teoria a energia mínima de ignição é função direta da distância de extinção da chama ao cubo (equação 84).

$$E_{\min} = c_p \cdot \rho_o \cdot \Delta T \cdot \frac{\pi}{6} \cdot d_q^3 \quad (84)$$

No qual:  $E_{\min}$ : Energia mínima de ignição

$d_q$ : distância de extinção (“*quenching distance*”)

Por sua vez, a distância de extinção é definida com se segue:

$$d_q = \frac{10 \cdot k}{c_p \cdot \rho_o \cdot (S_T - 0,63 \cdot u')} \quad (85)$$

No qual:  $k$ : Condutividade térmica

$S_T$ : Velocidade de chama turbulenta

$u'$ : Velocidade de flutuação

A determinação da distância de extinção é por demais complexa. Portanto, encontram-se na literatura valores típicos para cada tipo de combustível. No caso do metano, a referência [4] fornece o valor de 2,5mm para a distância de extinção do gás natural.

Com base nas equações 84 e 85 a referência [2] apresenta um gráfico de energia mínima de ignição em função apenas da distância de extinção para o propano e metano (figura 23) e com relação Ar/Combustível estequiométrica. Nota-se que seus valores não são tão diferentes.

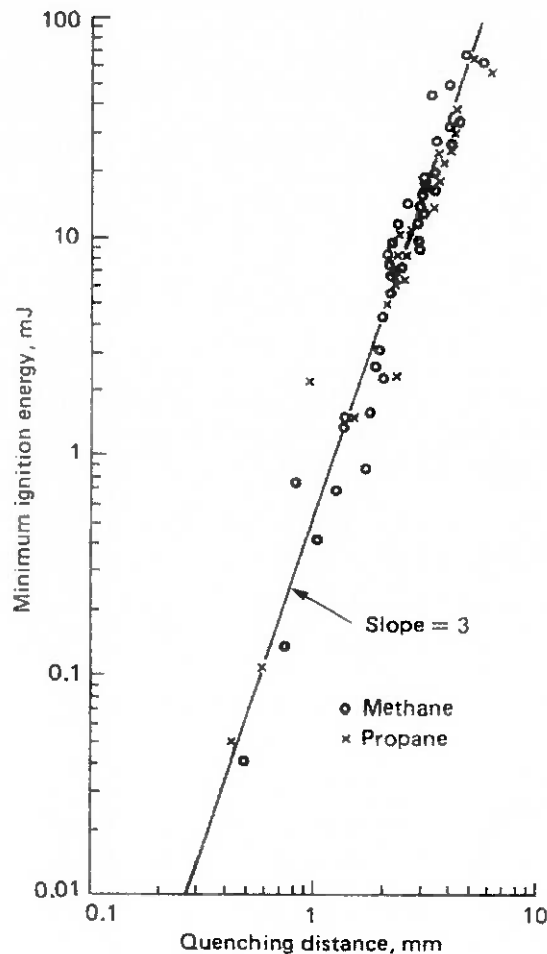


Figura 23 – Energia mínima de ignição em função da distância de extinção

Da figura acima, utilizando-se de  $d_q = 2,5\text{mm}$ , tem-se que a energia de ignição mínima vale:

$$E_{\min} = 6,5\text{mJ}$$

No mercado pode-se encontrar velas de ignição que atingem de 15kV a 20kV de tensão [3], o que representa, aproximadamente, 75mJ [2] de energia. Considerando que a energia efetivamente usada é da ordem de 9% do total da energia disponível pelo ignitor [2], velas de ignição por volta de 19kV seriam capazes de iniciar o processo de ignição do sistema proposto neste projeto.

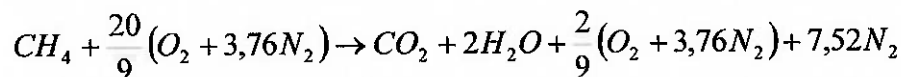
No mercado, velas capazes de produzir tal energia custam por volta de R\$ 17,00. Um exemplo é a vela de ignição AC Delco do Corsa-GM de um eletrodo, que é capaz de fornecer tensão de 17kV.

A posição ideal para a colocação do ignitor seria exatamente no centro do *liner*. Entretanto, a dificuldade de manutenção aliada a não desprezível mudança causada no fluxo de ar, obrigou que a instalação do ignitor fosse repensada. Segundo [2], a posição mais eficiente é oblíqua, de forma que o jato de combustível passe extremamente próximo à vela de ignição sem que haja depósito excessivo de combustível na mesma.

## 6. Injeção de Combustível

Até o presente momento tem-se definido exatamente o fluxo mássico de ar que passa pelo conjunto. Cabe, agora, determinar a vazão mássica de combustível necessária para que se garanta a reação de combustão de forma a atingir a temperatura adiabática de chama calculada para 10% de excesso de ar no capítulo 4.

A equação química já balanceada é a seguinte (equação 58):



Para a equação acima a relação Ar-combustível molar,  $AC_{molar}$ , é definida como se segue:

$$AC_{molar} = \frac{n_{ar}}{n_{combustível}} \quad (86)$$

Apenas através da simples observação conclui-se:

$$\checkmark \quad n_{ar} = 10,58 mol$$

$$\checkmark \quad n_{combustível} = 1,0 mol$$

Portanto,

$$AC_{molar} = 10,58$$

A relação Ar-combustível mássica,  $AC_{mássica}$ , é determinada levando-se em consideração a simples relação:

$$m = \frac{n}{M} \quad (87)$$

Assim, a relação  $AC_{mássica}$  se relaciona com a relação  $AC_{molar}$  da seguinte forma:

$$AC_{mássica} = AC_{molar} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{combustível}} \quad (88)$$

As massas moleculares, tanto do combustível como do ar, foram retiradas da referência [6], e valem:

$$\checkmark M_{ar} = 28,97 \text{ kmol} / \text{kg}$$

$$\checkmark M_{combustível} = 16,04 \text{ kmol} / \text{kg}$$

Substituindo, então os valores numéricos na equação 88, tem-se:

$$AC_{mássica} = 10,58 \cdot \frac{28,97}{16,04}$$

$$AC_{mássica} = 19,10$$

Em outras palavras, o fluxo mássico de ar utilizado no processo de combustão é 19,10 vezes maior que o fluxo mássico de combustível. Como já explicado no capítulo 4, o fluxo mássico de ar é de 0,07kg/s. Assim,

$$\dot{m}_{combustível} = 3,66 \text{ g} / \text{s}$$

## 7. Transferência de Calor na Câmara de Combustão

É inegável a existência de um processo de transferência de calor ao longo do liner, e que tal transferência tem impactos diretos, por exemplo, no material a ser utilizado na construção do *liner* e do próprio *casing*.

Sob condições de equilíbrio a temperatura do *liner* é tal que os fluxos térmicos, na direção radial, de saída e entrada se equivalem. Fluxos ao longo do *liner* na direção axial podem ser desconsiderados por serem muito marginais em relação ao fluxo axial [2].

Quando em regime permanente, pode-se admitir que o calor transferido ao *liner* por meio de radiação e convecção é o mesmo de saída provocado pelos mesmos fenômenos e ambos devem ser iguais à troca de calor existente no *liner* pelo processo de condução. Admitindo que a espessura do *liner* seja significativa a ponto de assumirmos que a área interna de troca de calor seja menor que a área externa de troca do *liner*, pode-se escrever o seguinte:

$$(Q_{Rad1} + Q_{Conv1})A_1 = (Q_{Rad2} + Q_{Conv2})A_2 = Q_{Cond1-2} \cdot A_1 \quad (89)$$

No qual: Q: Troca de calor [W/m<sup>2</sup>]

1,2: Subscritos que indicam entrada e saída em relação ao *liner*.

De forma mais prática, pode-se admitir que as áreas de troca de calor são equivalentes, dada a espessura bastante fina do *liner* em relação ao seu diâmetro médio. Dessa forma, a equação 89 assume uma forma mais simples:

$$(Q_{Rad1} + Q_{Conv1}) = (Q_{Rad2} + Q_{Conv2}) = Q_{Cond1-2} \quad (90)$$

O fluxo explicitado acima pode ser melhor visualizado pela figura 24 abaixo [2].

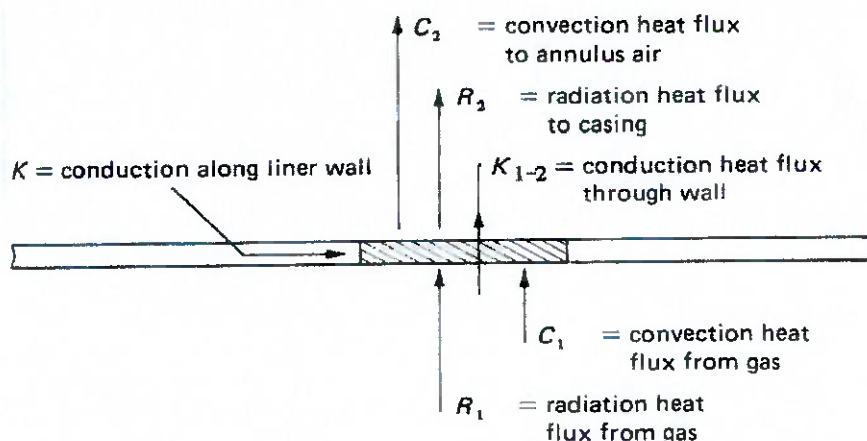


Figura 24 – Troca de calor pelo *liner* do combustor

O calor transferido pelo efeito de condução através do *liner* é função do gradiente de temperatura existente entre a parede, assim,

$$Q_{cond\ 1-2} = \frac{k_{liner}}{e_{liner}} \cdot (T_{1liner} - T_{2liner}) \quad (91)$$

No qual: k: condutividade térmica

e: espessura do *liner*

## 7.1. Radiação Interna

O efeito da radiação na transferência de calor em câmaras de combustão não pode ser desprezado. Em alguns casos esta contribuição chega a ser a mais significativa [2]. A emissão de radiação pode ser dividida em dois componentes: os não-lumionosos, que emanam de gases hetero-polares notadamente água e gás carbônico, e os luminosos, advindos da quantidade de particulados existentes no gás.

### 7.1.1. Radiação Não-Luminosa

Para água e gás carbônico, a faixa de temperatura na qual se observam efeitos significativos de troca de calor por radiação situa-se por volta dos 3000K [2]. Mostrou-se no capítulo 4 que a temperatura adiabática de chama atinge 2179K. Entretanto, até mesmo para enriquecer o estudo, esta parcela será calculada.



A troca de calor por radiação é definida como [2]:

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot (\epsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_{1l}^4) \quad (92)$$

No qual:  $\sigma$ : constante de Stephan-Boltzmann =  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$

$\epsilon$ : emissividade do gás a  $T_g$

$\alpha$ : absorvidade do gás a  $T_1$

Como o a face interna do *liner* não é definida como um corpo negro, sua absorvidade é menor que a unidade e deve ser corrigida através do fator  $0,5 \cdot (1 + \epsilon_{liner})$ . Assim,

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot 0,5 \cdot (1 + \epsilon_{liner}) \cdot (\epsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_{1l}^4) \quad (93)$$

No qual:  $\epsilon_{liner}$ : dependente do material do *liner*. Para metais esse valor situa-se entre 0,8-0,9.

Experimentos [2] mostraram que a seguinte relação pode ser aplicada com boa precisão:

$$\frac{\alpha_g}{\epsilon_g} = \left( \frac{T_g}{T_{1l}} \right)^{1,5} \quad (94)$$

O formato final da equação para o cálculo da troca de calor por radiação toma, então, a seguinte forma:

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot 0,5 \cdot (1 + \epsilon_{liner}) \cdot \epsilon_g \cdot T_g^{1,5} \cdot (T_g^{2,5} - T_{1l}^{2,5}) \quad (95)$$

Para o cálculo da emissividade do gás composto por  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ , deve-se, primeiro, definir o comprimento de radiação,  $l_r$ . Segundo [2],  $l_r$  varia entre  $0,6-0,9 \cdot D_L$ . Para o cálculo se adotará um valor médio de  $0,75 \cdot D_L$ .

É preciso agora determinar a pressão parcial dos gases  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ . De acordo com [6] a pressão parcial de um elemento qualquer é definida como sendo o produto da pressão total pela fração do molar do elemento, ou seja:



$$p_{H_2O} = x_{H_2O} \cdot P_{total} \quad (96)$$

e

$$p_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot P_{total} \quad (97)$$

Da equação 58, as frações molares dos gases valem:

$$x_{H_2O} = 0,173 \quad \text{e} \quad x_{CO_2} = 0,086$$

Assim, das equações 96 e 97 tem-se:

$$p_{H_2O} = 0,173 \cdot 134.762 \Rightarrow p_{H_2O} = 23,3 kPa$$

e

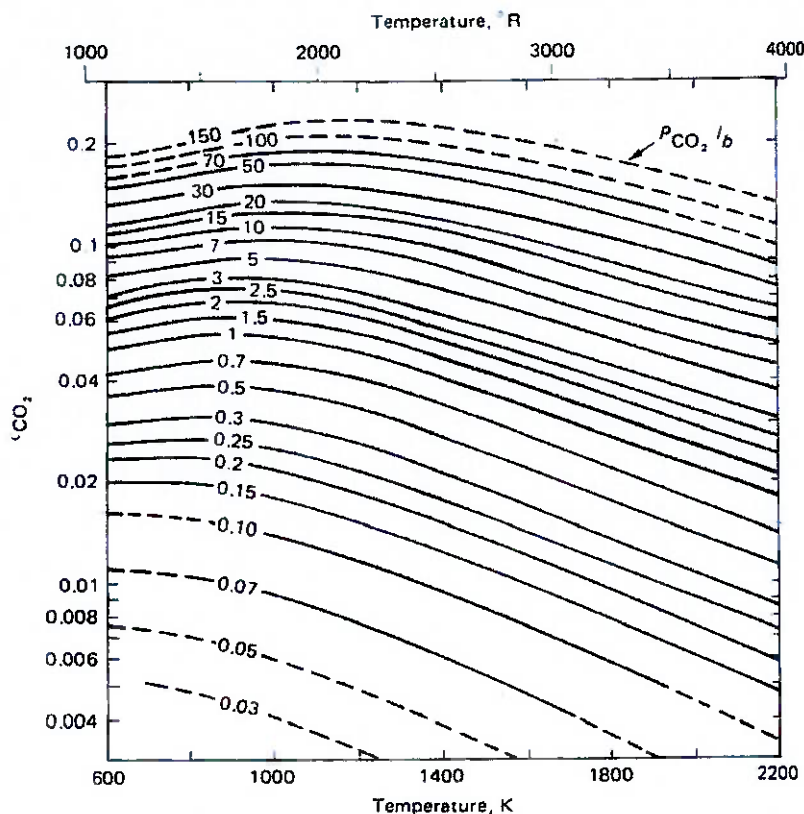
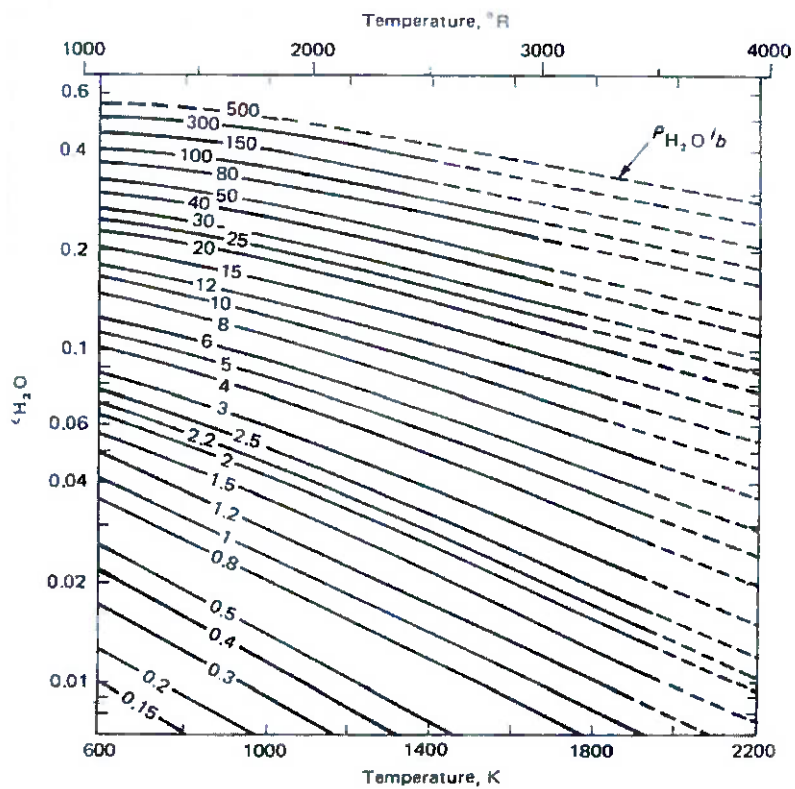
$$p_{CO_2} = 0,086 \cdot 134.762 \Rightarrow p_{CO_2} = 11,7 kPa$$

A emissividade do  $CO_2$  e  $H_2O$  são definidas através das figuras 25 e 26, respectivamente [2]. Em tais figuras, a emissividade é dependente da temperatura do gás e da relação entre a pressão parcial e o comprimento de radiação:

$$p_{CO_2} l_r = 11,7 \cdot 0,75 \cdot 0,096 \Rightarrow p_{CO_2} l_r = 0,84$$

e

$$p_{H_2O} l_r = 23,3 \cdot 0,75 \cdot 0,096 \Rightarrow p_{H_2O} l_r = 1,67$$


Figura 25 – Emissividade do  $\text{CO}_2$  em função da temperatura

Figura 26 – Emissividade do  $\text{H}_2\text{O}$  em função da temperatura

Das figuras acima, os valores da emissividade para o  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$  valem, aproximadamente, 0,016 e 0,004, respectivamente.

Um fator de correção para os valores de emissividade também deve ser determinado, com o auxílio das figuras 27 e 28 [2].

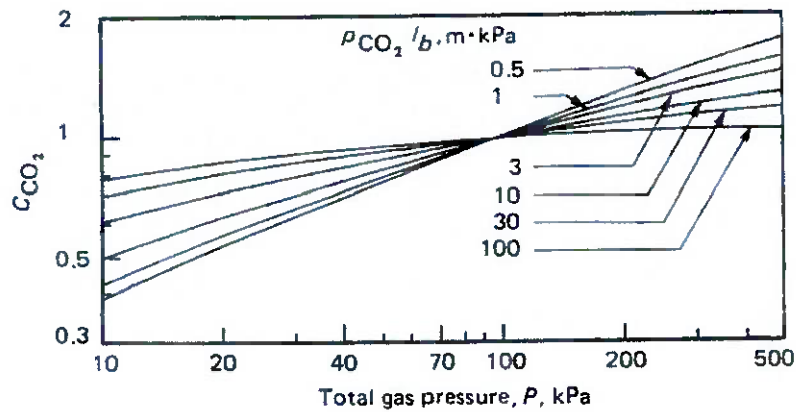


Figura 27 – Fator de correção da emissividade do  $\text{CO}_2$  em função da pressão

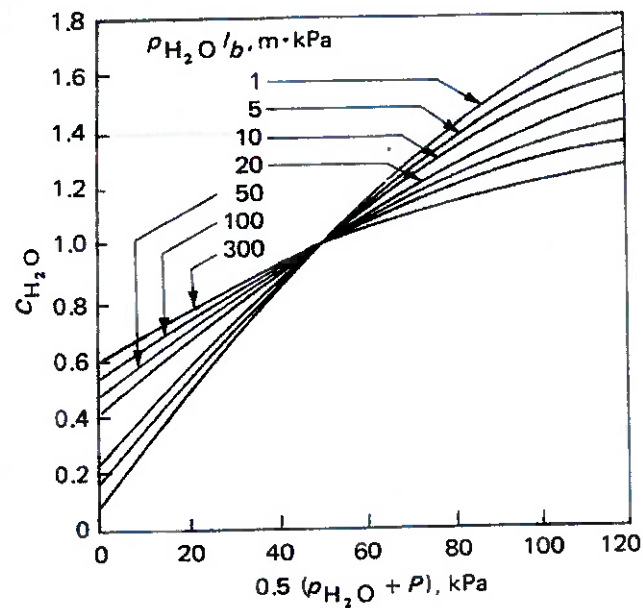


Figura 28 – Fator de correção da emissividade do  $\text{H}_2\text{O}$  em função da pressão

Das figuras acima tem-se que os fatores de correção para o  $\text{CO}_2$  e  $\text{H}_2\text{O}$  valem 1,1 e 1,4, respectivamente.

Uma correção espectral  $\Delta \epsilon$  também deve ser mensurada através da figura 29 [2].

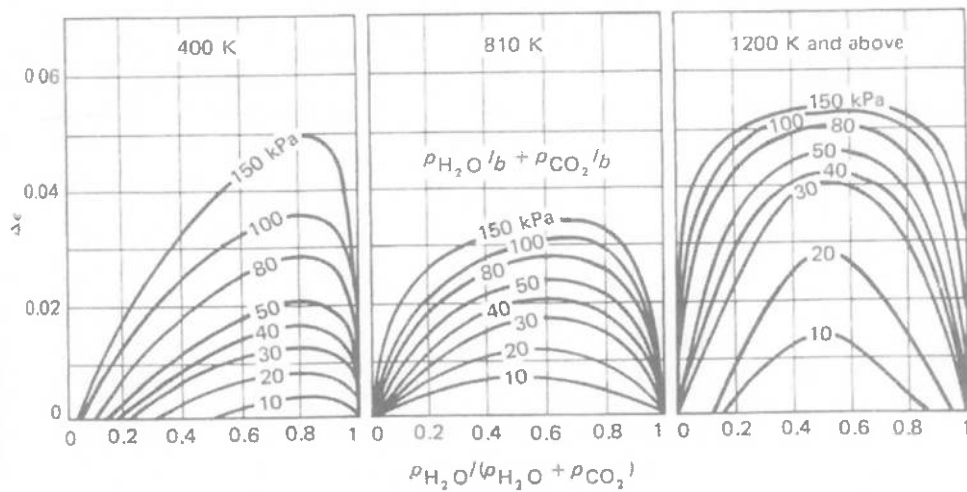


Figura 29 – Correção espectral da emissividade do gás

Da figura acima,  $\Delta\epsilon$  vale 0,001, aproximadamente.

O valor final a emissividade do gás é então definida como se segue [2]:

$$\epsilon_g = \epsilon_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + \epsilon_{H_2O} \cdot C_{H_2O} - \Delta\epsilon \quad (98)$$

Substituindo os valores já determinados na equação acima, tem-se:

$$\epsilon_g = 0,016 \cdot 1,1 + 0,004 \cdot 1,4 - 0,001$$

$$\epsilon_g = 0,022$$

Outro método para o cálculo da emissividade do gás é fornecido através da equação 99 [2] para pressões abaixo de 500kPa e razão combustível/ar mais pobre que a estequiométrica.

$$\epsilon_g = 1 - \exp \left( \frac{-290 \cdot P_{total} \cdot \left( \frac{l_r}{AC} \right)^{0,5}}{T_g^{1,5}} \right) \quad (99)$$

Substituindo os valores numéricos na equação acima, tem-se:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp \left( \frac{-290.(141.855.0,95) \left( \frac{0,072}{19,1} \right)^{0,5}}{2.197^{1,5}} \right)$$

$$\varepsilon_g = 1 - 0,976$$

$$\varepsilon_g = 0,024$$

Mostra-se, então a validade de ambos os métodos para o cálculo da emissividade do gás. Se adotará como valor final para  $\varepsilon_g$  a média obtida pelos dois métodos. Assim,

$$\varepsilon_g = 0,023$$

A expressão final da troca de calor por radiação devido aos gases não-luminosos, equação 95, fica de seguinte forma:

$$Q_{rad1} = 5,67.10^{-8}.0,5.(1 + 0,9).0,023.2197^{1,5}.(2197^{2,5} - T_{ll}^{2,5})$$

$$Q_{rad1} = 28.864 - 1,276.10^{-4}.T_{ll}^{2,5} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (100)$$

### 7.1.2. Radiação Luminosa

O efeito de radiação luminosa está diretamente ligado à existência de particulados nos gases do produto da combustão. É intuitivo imaginar que estruturas de hidrocarbonetos extensas, i.e., a partir de três moléculas de carbono, passem a produzir quantidades relevantes de particulados após a combustão devido a dificuldade de romper todas as ligações químicas com eficiência.

Sendo assim, o metano não deve apresentar efeito de radiação luminosa significativa e para provar-se tal hipótese, usar-se-á a definição de fator de luminosidade, L, introduzida por [2]. Tal fator é aplicado na equação 99 afim de aumentar-se a emissividade do gás:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp \left( \frac{-290 \cdot L \cdot P_{total} \cdot \left( \frac{l_r}{AC} \right)^{0,5}}{T_g^{1,5}} \right) \quad (101)$$

Obviamente, fatores de luminosidade apenas acima da unidade são relevantes.

O cálculo do fator de luminosidade pode ser feito, segundo [2], através da seguinte relação:

$$L = 0,069 \cdot (C/H - 1,82)^{2,71} \quad (102)$$

No qual, C/H é a relação mássica dos elementos no combustível, que para o metano vale

3.

Dessa forma,

$$L = 0,069 \cdot (3 - 1,82)^{2,71}$$

$$L = 0,11$$

Mostra-se então que a parcela de radiação devido a existência de radiação luminosa é totalmente desprezível neste projeto.

## 7.2. Radiação Externa

O efeito da radiação externa pode ser mensurado através a seguinte equação, já simplificada [2]:

$$Q_{rad2} = \sigma \cdot \frac{\varepsilon_{liner} \cdot \varepsilon_{casing}}{\varepsilon_{casing} + \varepsilon_{liner} \cdot (1 - \varepsilon_{casing}) \left( \frac{A_L}{A_C} \right)} \cdot (T_{2l}^4 - T_3^4) \quad (103)$$

No qual,  $T_3$ : assume o lugar da temperatura externa do *casing*.

A: área da secção de troca de calor do *liner* e *casing*.

Baseando-se em valores típicos de materiais e diâmetros, [2] aponta uma forma muito mais simplificada para o cálculo de  $Q_{rad2}$ ,

$$Q_{rad2} = 0,4 \cdot \sigma \cdot (T_{2l}^4 - T_3^4), \text{ para aço} \quad (104)$$

e

$$Q_{rad2} = 0,6 \cdot \sigma \cdot (T_{2l}^4 - T_3^4), \text{ para alumínio.} \quad (105)$$

Substituindo os valores numéricos, a expressão para o cálculo da troca de calor pela radiação externa assume o seguinte formato, para câmara de combustão de aço:

$$Q_{rad2} = 0,6 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (T_{2l}^4 - 2197^4)$$

$$Q_{rad2} = 3,40 \cdot 10^{-8} \cdot T_{2l}^4 - 393,7 \quad (106)$$

### 7.3. Convecção Interna

De acordo com [2], esta parcela da transferência da calor é a mais difícil de ser mensurada com precisão. Dificuldade na definição do padrão do fluxo do gás, no entendimento do desenvolvimento da camada limite e na definição da temperatura efetiva do gás são os principais fatores que contribuem para a falta de acurácia dos modelos desenvolvidos.

Uma expressão para o cálculo da convecção interna é introduzida por [2], na qual já foi corrigida, pela inserção de uma constante multiplicadora, o verdadeiro efeito da temperatura no processo de convecção.

$$Q_{conv1} = 0,017 \cdot \frac{k_g}{D_L^{0,2}} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{zp}}{A_L \cdot \mu_g} \right)^{0,8} \cdot (T_g - T_{1l}) \quad (107)$$

No qual:  $k_g$ : condutividade térmica do gás [W/(m.K)]

$\dot{m}_{zp}$ : fluxo mássico na zona primária. Numericamente igual a  $\dot{m}_{gw}$ .

$\mu_g$ : viscosidade dinâmica do gás [kg/(m.s)]

Valores típicos de  $k_g$  e  $\mu_g$  são apresentados por [4] para a temperatura próxima a 2.197K e valem respectivamente 0,15W/m.K e  $7,1 \cdot 10^{-5}$  kg/m.s.



Substituindo os valores numéricos, tem-se:

$$Q_{conv1} = 0,017 \cdot \frac{0,15}{0,096^{0,2}} \cdot \left( \frac{0,07}{\frac{\pi \cdot 0,096^2}{4} \cdot 7,1 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot (2197 - T_{1l})$$

$$Q_{conv1} = 114.625 - 52,2 \cdot T_{1l} \quad (108)$$

## 7.4. Convecção Externa

De forma bastante semelhante à troca por convecção interna, a troca de calor por convecção externa é calculada de forma muito similar, com mudanças apenas no gás em questão, que agora é o ar que passa através do *annulus*. Assim, segundo [2], a convecção externa pode ser definida da seguinte forma:

$$Q_{conv2} = 0,020 \cdot \frac{k_{ar}}{D_{h_{an}}^{0,2}} \cdot \left( \frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \cdot \mu_{ar}} \right)^{0,8} \cdot (T_{2l} - T_3) \quad (109)$$

No qual:  $D_h$  é o diâmetro hidráulico do *annulus*.

Para tubos concêntricos, o diâmetro hidráulico da região livre é numericamente igual à diferença entre os diâmetros externo e interno. Neste caso,

$$D_{h_{an}} = D_{ref} - D_L \quad (110)$$

Os valores de  $k_{ar}$  e  $\mu_{ar}$  são retirados da referência [8] para valores de temperatura de 328,1K ( $T_3$ ).

$$k_{ar} = 28,4 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

e

$$\mu_{ar} = 19,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

Substituindo os valores numéricos chega-se a seguinte equação para a troca de calor por convecção externa:

$$Q_{conv2} = 0,020 \cdot \frac{0,0284}{0,007^{0,2}} \cdot \left( \frac{0,10}{\frac{\pi \cdot (0,103^2 - 0,096^2)}{4} \cdot 19,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot (T_{2l} - 328,1)$$

$$Q_{conv2} = 328,7 \cdot T_{2l} - 107.837 \quad (111)$$

### 7.5. Condução no Liner

Antes de utilizarmos a equação 91 na determinação da troca de calor por condução no *liner*, vamos admitir que o material do mesmo seja o aço inoxidável AISI 304, que possui condutividade térmica por volta de 30 W/m.K a temperatura superiores a 1500K. A espessura pode ser admitida ser de 1,5mm.

Assim, substituindo os valores numéricos na equação 88, tem-se:

$$Q_{cond1-2} = \frac{30}{0,0015} \cdot (T_{1liner} - T_{2liner})$$

$$Q_{cond1-2} = 20.000 \cdot (T_{1l} - T_{2l}) \quad (112)$$

### 7.6. Temperaturas de Equilíbrio do Liner

Com todas as parcelas de troca de calor determinadas em função apenas das temperaturas interna e externa do *liner*, basta aplicar a definição exposta pela equação 90 afim de determinarmos as temperaturas de equilíbrio do *liner*. O método de tentativa e erro será aplicado à equação 113 abaixo.

$$\begin{aligned}
 143.489 - 52,2.T_{1l} - 1,276.10^{-4}.T_{1l}^{2,5} &= 328,7.T_{2l} + 3,40.10^{-8}.T_{2l}^4 - 108.231 = \\
 &= 2.10^4.(T_{1l} - T_{2l})
 \end{aligned}
 \tag{113}$$

Um programa simples feito em um arquivo Excel e com o auxílio da ferramenta Solver foi possível de determinar as temperaturas interna e externa do *liner* com erro de aproximadamente 0,14%

As temperaturas calculadas, de forma a manter o equilíbrio entre as trocas de calor na câmara de combustão, foram as seguintes:

$$T_{1l} = 647K$$

e

$$T_{2l} = 641K$$

## 8. Compatibilização de Componentes

Neste projeto a curva de funcionamento do compressor fornecia de forma direta os fluxos mássicos, rotação e rendimento. Daí, através da análise termodinâmica, determinou-se os outros valores de temperatura e pressão ao longo do sistema até termos os estados definidos para cada ponto de interesse.

Entretanto, algumas cartas de funcionamento de compressores e turbinas são definidas através de adimensionais [5] (na verdade alguns parâmetros não são adimensionais, mas serão

referidos como tal para facilitar as demonstrações), tais como  $\frac{p_{02}}{p_{01}}$ ,  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}$ ,  $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$  e  $\eta_c$  –

para compressor – e  $\frac{p_{03}}{p_{04}}$ ,  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}$ ,  $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$  e  $\eta_c$  – para turbina.

As figuras 30 e 31 mostram um modelo genérico das cartas de funcionamento do compressor e turbina. O sufixo ‘0’ refere-se ao estado de estagnação (ou total). Para o projeto, o estado definido por  $T_{01}$  e  $P_{01}$  são considerados como sendo referentes às condições ambientais [5].

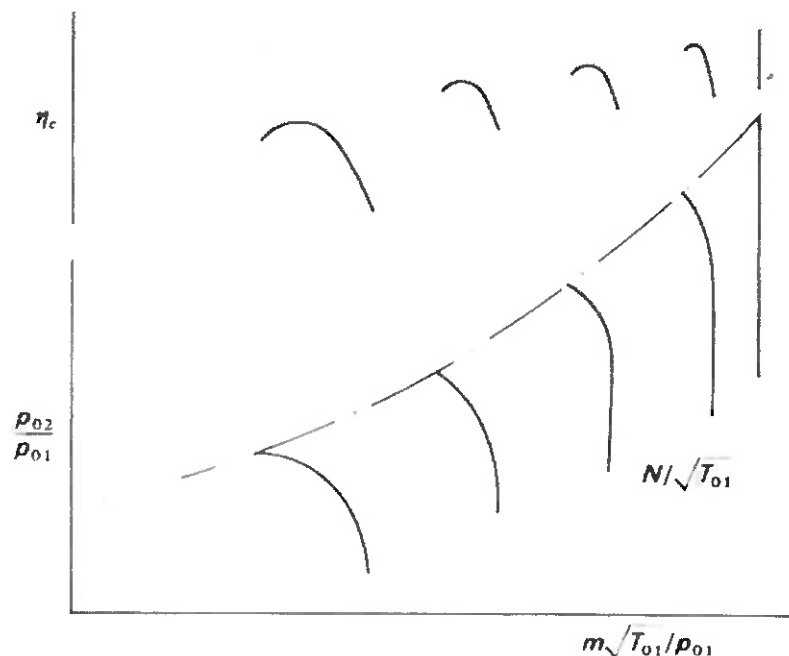


Figura 30 – Curvas características do um compressor

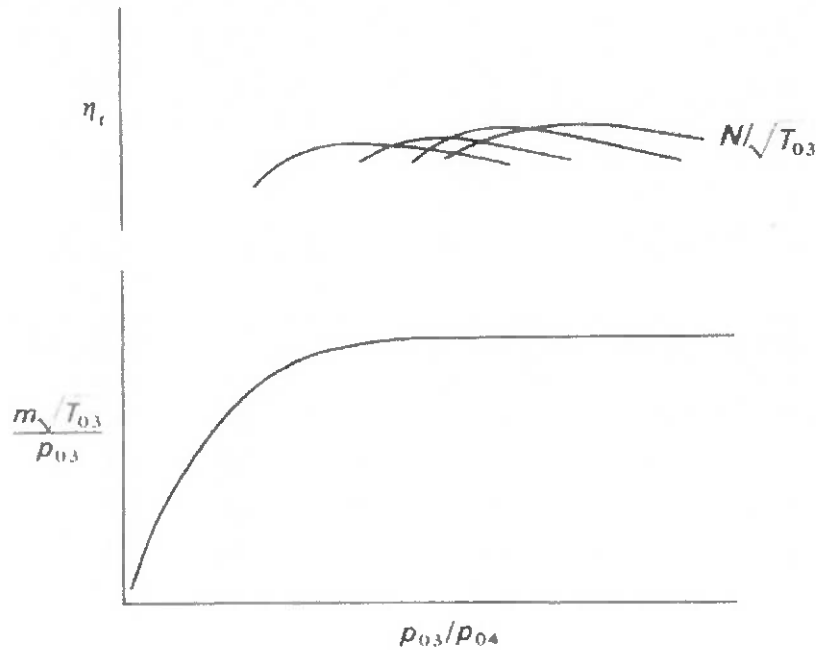


Figura 31 – Curvas características do uma turbina

A primeira compatibilização a ser feita parece ser a mais óbvia: as rotações dos componentes devem ser as mesmas. Então, pelos adimensionais já apresentados, tem-se:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (114)$$

Os fluxos mássicos adimensionais também são de fundamental importância e são definidos como se segue:

$$m \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = m \cdot \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \cdot \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{03}} \cdot \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \quad (115)$$

$$m \cdot \frac{\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = m \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \cdot \frac{p_{03}}{p_{04}} \cdot \sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} \quad (116)$$

As variações das temperaturas existentes no compressor e turbina são definidas admitindo rendimento menor que 100% no processo adiabático. [5]:

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_C} \left[ \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (117)$$

$$\Delta T_{034} = \eta_T \cdot T_{03} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (118)$$

Algebricamente pode-se mostrar que:

$$\sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} = \sqrt{1 - \frac{\Delta T_{034}}{T_{03}}} \quad (119)$$

Didaticamente, pode-se dividir a turbina em duas partes. A primeira na qual a turbina fornece o trabalho necessário apenas para superar a trabalho consumido no compressor, chamado de gerador de gás. A segunda é a responsável por fornecer o trabalho usado em um motor qualquer acoplado na turbina, chamada de unidade de potência. A figura 32 ilustra esta definição. Para o primeiro caso pode-se definir:

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{02}} \cdot \frac{T_{01}}{T_{03}} \cdot \frac{c_{p_{ar}}}{c_{p_{gas}}} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad (120)$$

No qual,  $\eta_m$ : Rendimento mecânico do conjunto

$c_{p_{gás}}$ : Valores típicos para gases de combustão para combustíveis  $C_nH_n$  são apresentados por [5]. O valor de 1,25kJ/kg.K é considerado com boa aproximação.

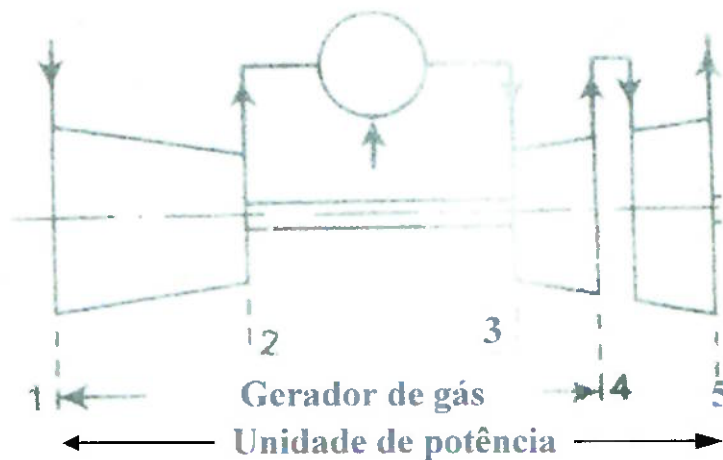


Figura 32 – Definição do gerador de gás e unidade de potência

Como última relação necessária ao projeto, a razão de pressão da unidade de potência pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{P_{04}}{P_{atm}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \cdot \frac{P_{03}}{P_{02}} \cdot \frac{P_{04}}{P_{03}} \quad (121)$$

Definido as equações fundamentais para o projeto, o procedimento a seguir mostra como determinar os valores de temperatura, pressão e rendimento através da compatibilização de componentes (“component matching”).

## 8.1. Procedimento para Compatibilização de Componentes

### 1ª Etapa

Selecionar um ponto de operação para o compressor e determinar pela sua curva características os 4 adimensionais a ele ligado -  $\frac{P_{02}}{P_{01}}$ ,  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$ ,  $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$  e  $\eta_c$  - e pela equação 117 definir variação da temperatura no compressor,  $\Delta T_{012}$ .

### 2ª Etapa

Arbitra-se um valor para queda de pressão na turbina  $\frac{P_{03}}{P_{04}}$ , já levando em consideração a perda de pressão no combustor – que define  $\frac{P_{02}}{P_{03}}$ . Assim, Pela curva de funcionamento da turbina defino  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{P_{03}}$ . Então, a razão de temperaturas  $\sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}}$  pode ser determinada pela equação 115.

### 3ª Etapa

Define-se a rotação adimensional da turbina,  $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$ , através da equação 114, dado o conhecimento de  $\frac{T_{03}}{T_{01}}$ .

### 4ª Etapa

Com  $\frac{P_{03}}{P_{04}}$  e  $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$  determina-se, também pela curva da turbina, o rendimento da turbina  $\eta_T$ .

### 5ª Etapa

A variação adimensional da temperatura na turbina,  $\frac{\Delta T_{034}}{T_3}$  pode ser calculada pela equação 118. Juntamente com a equação 120 é determinado novamente o valor de  $\frac{T_{03}}{T_{01}}$ . Normalmente a razão de temperaturas determinada nesta etapa não confere com a determinada na etapa 2. Então, deve-se modificar a razão de pressão na turbina,  $\frac{P_{03}}{P_{04}}$ , aplicá-la a partir da etapa 2, até ter-se igualdade na razão de temperaturas.

### 6ª Etapa

Deve-se iniciar esta etapa apenas quando a razão de pressão na turbina geradora de gás estiver totalmente definida. Com as equações 119 e 116 determina-se  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{04}}}{P_{04}}$ .



### 7ª Etapa

Calcula-se a razão de pressão na unidade geradora de potência pela equação 121 e com o uso da carta de funcionamento da turbina determina-se outro valor para  $m \cdot \frac{\sqrt{T_{04}}}{P_{04}}$ . Este valor deve ser comparado com o valor obtido na etapa 6. Se forem diferentes, outro ponto de operação do compressor deve ser escolhido, mantendo, impreterivelmente, a mesma condição de rotação adimensional  $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$ .

### 8ª Etapa

Reinicia-se o processo de iteração a partir de etapa 2.

## 9. Conclusões

Tendo em vista a proposta global do trabalho, viu-se que os objetivos foram alcançados, com exceção da elaboração dos desenhos técnicos. Vale ressaltar que sendo a integração da câmara de combustão com o conjunto turbo-compressor automotivo o escopo do estudo, este foi brilhantemente e eficientemente atingido.

Objetivamente foram descritos os conceitos básicos aplicados a ciclos termodinâmicos, baseando-se no próprio curso de Engenharia Mecânica e em bibliografia já fundamentada.

O projeto da câmara de combustão em si, englobando os capítulos referentes ao dimensionamento do difusor, à análise aerodinâmica, à descrição do *swirler*, à eficiência da combustão, aos parâmetros de ignição e injeção do combustível e, por fim, às transferências internas de calor na câmara, absorveu a maior parte da tarefa proposta inicialmente.

Como resultado final conseguiu-se projetar uma câmara de combustão com 92% de eficiência na queima do metano com 10% de ar em excesso, o que permitiu atingir a temperatura adiabática de chama de 2.197K. Calculou-se sendo 103mm e 96mm o diâmetro do *casing* e *liner*, respectivamente. Os furos no *liner* responsáveis pela entrada do ar de diluição tiveram seu diâmetro calculado, encontrando-se o valor de 18mm, sendo os mesmos dispostos em linhas de 6 furos ao redor de todo o *liner*. O *swirler*, responsável pela compactação do fluxo de ar que se misturará com o combustível, apresentou-se ser eficiente com um diâmetro de 50mm e ângulo dos vãos planos de 60°. A temperatura de escape dos produtos da combustão foi definido em 700K, sendo o parâmetro para seu alcance definido através da determinação do fator padrão de 0,132 e temperatura de equilíbrio do *liner* ficou em 641K e 647K para as faces externa e interna, respectivamente, com 0,14% de erro. O comprimento de toda câmara atingiu 288mm.

Com relação aos fluxos mássicos, destaca-se que 50% do fluxo total de ar admitido pela câmara, 0,20kg/s, foi utilizado para o arrefecimento e diluição dos gases de escape e que 15% foi utilizado na estabilização da chama. Isso significa que para a combustão foi utilizado apenas 0,07kg/s de ar que permite um fluxo de metano de 3,66g/s.

Por fim, a análise compatibilização de componentes (“component matching”) foi feita de forma teórica, já que as curvas de funcionamento do compressor e turbina nas formas adimensionais não foram disponibilizadas pelo fabricante. De qualquer forma, as etapas para a determinação das condições de estado ao longo do sistema foram descritas.

Em relação aos desenhos inicialmente propostos, o insucesso na sua elaboração deveu-se a dois fatores primordiais. Primeiro em função da grande complexidade na definição dos parâmetros geométricos relacionados à câmara de combustão e, segundo, a própria elaboração dos desenhos mostra-se como uma tarefa não menos complexa. Propõe-se, então, outros projetos que apresentem como escopo a própria elaboração destes desenhos.

## 10. Referências Bibliográficas

- [1] Krieger G. Centrais Termoelétricas a Gás. 1997
- [2] Lefebvre AH. Gas Turbine Theory. Editora McGraw-Hill, 1983
- [3] Manual de velas de ignição [on line] Disponível na internet via [www.URL](http://www.4x4brasil.com.br/forum/viewtopic.php?t=862) [http://www.4x4brasil.com.br/forum/viewtopic.php?t=862]. Arquivo capturado em 21 de novembro de 2004.
- [4] Turns RS. An Introduction to Combustion. Editora McGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> ed., 2000.
- [5] Cohen H. Gas Turbine Theory. Editora Longman Group UK Limited. 3<sup>a</sup> ed., 1972.
- [6] Wylen GJV. Fundamentos da Termodinâmica. Editora Edgard Blucher LTDA. 6<sup>a</sup> ed., 2003
- [7] Grazzini FV, Oliveira FS de. Projeto de Pequena Turbina para Propulsão de Aeromodelos: Projeto Schiron. Trabalho de Graduação da Escola Politécnica – USP, 1997
- [8] Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Livros Técnicos e Científicos Editora AS. 4<sup>a</sup> ed., 1998.
- [9] Nascimento MAR do, Aves MAC. Desempenho de Turbinas a Gás. 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, 2002.