

FÁBIO TAKASHI YOSHIDA

**PROJETO DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE POTÊNCIA DE 10 kW COM A
FINALIDADE DE ACIONAR UM ALTERNADOR E GERAR ENERGIA ELÉTRICA
A PEQUENOS CENTROS COMERCIAIS E RESIDÊNCIAS**

São Paulo
2010

FÁBIO TAKASHI YOSHIDA

**PROJETO DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE POTÊNCIA DE 10 kW COM A
FINALIDADE DE ACIONAR UM ALTERNADOR E GERAR ENERGIA ELÉTRICA
A PEQUENOS CENTROS COMERCIAIS E RESIDÊNCIAS**

**Trabalho de formatura apresentada à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para a obtenção da
graduação em Engenharia Mecânica.**

**Área de concentração:
Engenharia Mecânica**

**Orientador: Prof. Titular Dr. Eitaro
Yamane**

São Paulo
2010

FICHA CATALOGRÁFICA

Yoshida, Fábio Takashi

Projeto de uma microturbina a gás de potência de 10 kW com a finalidade de acionar um alternador e gerar energia elétrica a pequenos centros comerciais e residências / F.T. Yoshida. – São Paulo, 2010.

p.46

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Turbinas a gás (Dimensionamento) 2. Cogeração de energia elétrica 3. Distribuição de energia elétrica I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo apoio ao longo de todos os anos de estudo e principalmente ao longo deste trabalho e aos meus amigos.

Agradeço ao Profº Dr. Eitaro Yamane pelo direcionamento fornecido a este projeto e pelo conhecimento fornecido nas aulas de Turbinas a Vapor e a Gás da Escola Politécnica da USP.

Índice

3

1. Introdução	8
2. Objetivos e Metodologia	9
3. Análise da eficiência do Ciclo Brayton	10
3.1 Análise Isentrópica.....	10
3.1.1 Resultados Turbina e compressor isentrópicos:	11
3.2 Análise com perdas associadas	12
3.2.1 Resultados com perdas associadas	13
4. Análise do ciclo isentrópico com regenerador.....	15
4.1 Efeito do uso do regenerador no ciclo.....	15
5. O Processo de combustão na câmara	16
5.1 Combustível utilizado e reação química de combustão	16
5.2 Vazão mássica de combustível consumida	17
6. <i>Layout</i> da micro turbina a gás	19
7. Aproveitamento do calor para refrigeração	20
7.1 Ciclo de refrigeração por absorção de Amônia (NH_3)	20
8. Projeto do compressor da turbina	23
8.1 Considerações teóricas	23
9. Dimensionamento da turbina	25
9.1 Escolha do material	32
9.2 Definição do perfil da paleta	33
10. Resultados	36
11. Anexo	38
Anexo A: Lista de propriedades dos gases utilizados	38
Anexo B: Cálculo da RAC e expressão do <i>mcomb</i>	38
Anexo C: Cálculos relacionados ao dimensionamento da turbina	40
Anexo D: Cálculo da tensão máxima centrífuga.....	44
Anexo E: Obtenção da razão s/c ótimo a partir de dados do Cascade.	45
12. Bibliografia.....	46

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - COMPOSIÇÃO TÍPICA DO GÁS NATURAL	16
TABELA 2 - LISTA DE PROPRIEDADES DOS GASES UTILIZADOS A 25°C E 100 kPa	38

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1- MICRO-TURBINAS A GÁS EM HOSPITAL NA CIDADE DO MÉXICO	9
FIGURA 2 - CICLO PADRÃO-AR DE BRAYTON	10
FIGURA 3 – RENDIMENTO DO CICLO EM FUNÇÃO DO FATOR DE COMPRESSÃO	11
FIGURA 4 - TRABALHO LÍQUIDO EM FUNÇÃO DE T3	12
FIGURA 5 - RENDIMENTO DO CICLO PARA DIFERENTES T3	13
FIGURA 6 - COMPARATIVO ENTRE O CICLO IDEAL E O REAL	14
FIGURA 7 - COMPARATIVO ENTRE OS CICLOS ISENTRÓPICOS COM E SEM REGENERADOR	16
FIGURA 8 - CONSUMO DE METANO PARA DIVERSOS T3 (ANTES DA TURBINA) EM FUNÇÃO DO FATOR DE COMPRESSÃO	18
FIGURA 9 - ESQUEMA DA MICROTURBINA A GÁS ⁽⁴⁾	19
FIGURA 10 - CICLO DE ABSORÇÃO DE AMÔNIA	21
FIGURA 11-FLUXO TÉRMICO DO CICLO ABSORÇÃO.....	21
FIGURA 12 - TIPOS DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS ⁽⁶⁾	23
FIGURA 13 – TELEDYNE RGT - 3600 MICROTURBINA - DETALHE DO COMPRESSOR CENTRÍFUGO E DIFUSOR ⁽⁷⁾	23
FIGURA 14 - TRIÂNGULO DE VELOCIDADES E VISTA EM CORTE DO "OLHO DA PALETA"	25
FIGURA 15 - CONFIGURAÇÃO DOS BOCAIS E PALETAS MÓVEIS E A PASSAGEM DO FLUXO DE GASES	26
FIGURA 16 - PALETA DE TURBINA COM SEUS PRINCIPAIS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	34
FIGURA 17 - ÓTIMOS S/C PARA DIVERSOS ÂNGULOS DE ENTRADA E SAÍDA.....	45

1. Introdução

O presente trabalho consiste no estudo e projeto de micro-turbinas a gás para geração de potência de até 10 kW para aproveitamento elétrico ou térmico para pequenos centros comerciais e residências.

Micro-turbinas a gás são uma alternativa para geração elétrica em locais afastados onde não há distribuição elétrica ou onde o recurso do gás é abundante.

Segundo a World Watch Institute, organização de pesquisa para a sustentabilidade ambiental, cerca de 1,8 bilhões de pessoas que vivem no meio rural não tem acesso aos serviços de eletricidade ⁽¹⁾.

Além disso, outros benefícios têm tornando esse tipo de geração atraente, como baixos níveis de emissões, independência de fornecimento, aproveitamento térmico (cogeração), etc.

Em meio a um contexto em que o mundo necessita de fontes de energias alternativas, o gás natural corresponderia ao principal combustível de uma micro-turbina e segundo Christopher Flavin, pesquisador da WorldWatch Institute, "Até a metade do século 21, o gás natural irá se transformar na fonte número 1 de energia", justificando assim, unidades que aproveitem seu potencial energético.

Processos industriais como a produção de etanol ou simplesmente a decomposição do lixo doméstico em aterros sanitários geram gás natural que, se emitidos na atmosfera, podem causar grande impacto ambiental como o efeito estufa.

Nesse cenário de crescente demanda por aproveitamento energético, a utilização de plantas geradoras portáteis, como as micro-turbinas a gás se faz presente.

2. Objetivos e Metodologia

O objetivo do projeto será o dimensionamento do bocal e paletas dos estágios de uma turbina, onde ocorre a expansão do gás de combustão. Nessa etapa, fatores geométricos foram analisados como os ângulos de entrada e saída da paleta com o objetivo de proporcionar máxima eficiência no processo.

O projeto compreenderá o estudo do ciclo Brayton de turbina a gás e o conjunto global da turbina (compressor, câmara de combustão, etc), além do ciclo com aproveitamento de calor para a regeneração. Será efetuado também um estudo do sistema de uso integrado de energia numa instalação para obtenção de energia elétrica, aquecimento e refrigeração.



Figura 1- Micro-turbinas a gás em hospital na Cidade do México

3. Análise da eficiência do Ciclo Brayton

O ciclo Brayton com as seções definidas de acordo com o esquema:

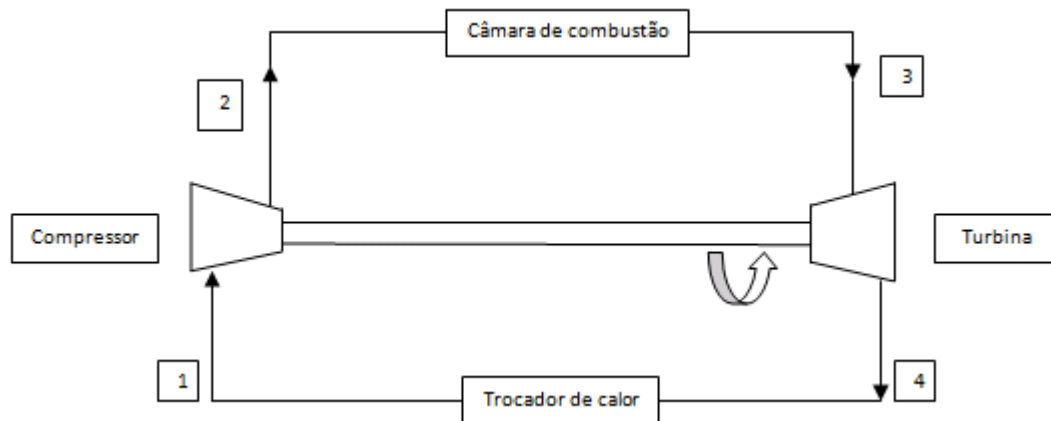


Figura 2 - Ciclo padrão-ar de Brayton

3.1 Análise Isentrópica

Hipóteses e simplificações:

- Gás perfeito.
- Calor específico do ar constante (adotado $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$)
- Turbina e compressor isentrópicos (adiabático e reversível).
- T_1 , p_1 na condição ambiente ($T_1 = 298,15\text{K}$ e $p_1 = 1 \text{ atm}$)
- P_2 entre 5 e 10 atm.
- T_3 deve estar entre 600°C ($873,15 \text{ K}$) e 700°C ($973,15 \text{ K}$)

Procedimento de cálculo:

A temperatura T_1 e pressão P_1 na entrada do compressor e P_2 estão definidas. Assim, utilizamos a simplificação de isentropia para cálculo de T_2 .

Em procedimento análogo, calculamos a temperatura T_4 admitindo processo isentrópico.

A Pressão na entrada da turbina é conservada desde a saída do compressor, $P_2 = P_3$ (admitindo que não haja perda de carga na tubulação) e a pressão na saída da turbina (escape) é a própria pressão atmosférica, $P_4 = P_1$.

Para cada valor de pressão em 2 entre 5 e 10 atm e definindo temperatura em 3, T_3 , calculamos o trabalho específico da turbina e do compressor e finalmente o rendimento do ciclo.

3.1.1 Resultados Turbina e compressor isentrópicos:

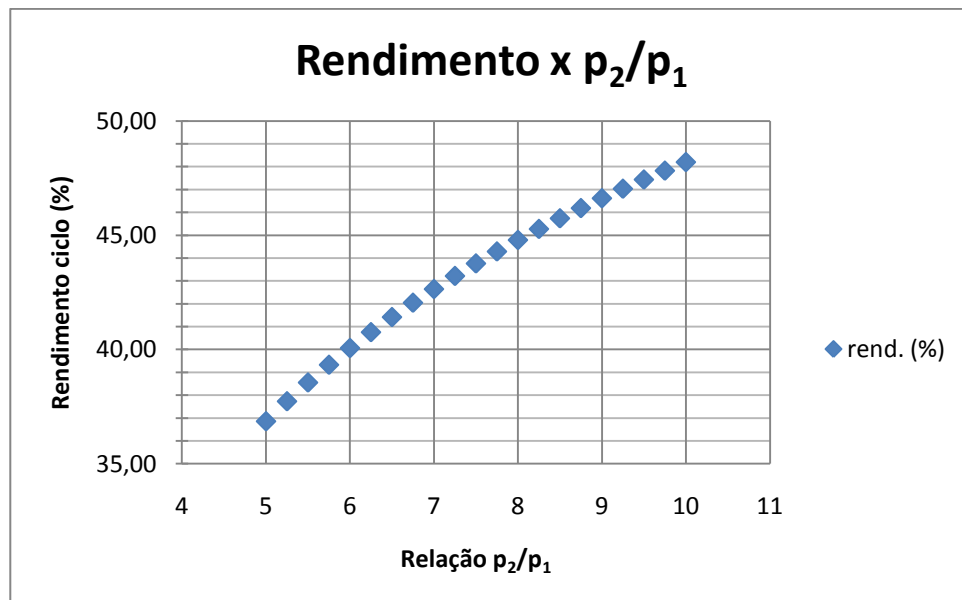


Figura 3 – Rendimento do ciclo em função do fator de compressão

Observa-se do gráfico 1 acima que o rendimento do ciclo é tanto maior quanto maior a relação de compressão p_2/p_1 e independentemente de T_3 , ou seja, no isentrópico a maior taxa de compressão que foi de 10 originou o maior rendimento que foi de 48,2 %. Apesar de T_3 aparentemente não influir no rendimento, quanto maior o seu valor e mantendo relação de compressão constante, maior o trabalho líquido disponível como mostra o Graf. 2 abaixo para o caso $p_2/p_1 = 10$:

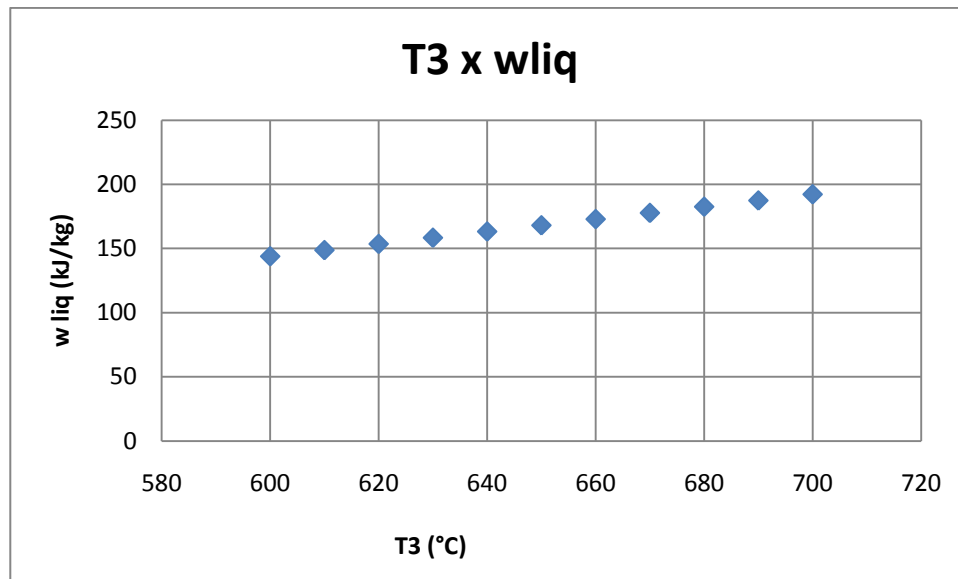


Figura 4 - Trabalho líquido em função de T3

Em sumo, considerando apenas a análise adiabática reversível do compressor e turbina, optar-se-ia pelos dois fatores:

- Maior taxa de compressão (fornecendo maior rendimento)
- Maior T_3 (fornecendo maior trabalho líquido)

Assim, dentre a faixa de estudo:

$$p_2 = 1000 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 700^\circ\text{C} = 973,15 \text{ K}$$

3.2 Análise com perdas associadas

Em condições reais, a turbina e o compressor possuem perdas associadas ao atrito. Para representar tais perdas, atribuiu-se a eficiência de 90% tanto no compressor quanto na turbina.

Hipóteses e simplificações:

- Gás perfeito.
- Calor específico do ar constante (adotado $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$)
- Turbina e compressor com eficiência de 90 %
- T_1, p_1 na condição ambiente ($T_1 = 298,15 \text{ K}$ e $p_1 = 1 \text{ atm}$)
- P_2 entre 5 e 10 atm.

- T_3 deve estar entre 600°C (873,15 K) e 700°C (923,15K).

3.2.1 Resultados com perdas associadas

Na análise observou-se que quanto menor a eficiência do compressor, maior será trabalho requerido pelo mesmo para atingir certa taxa de compressão. Enquanto na turbina, quanto menor a sua eficiência, menor será o trabalho produzido.

Como o trabalho líquido (ou disponível) corresponde ao trabalho produzido pela turbina subtraída do trabalho requerido pelo compressor, quanto menor o rendimento de ambos, muito menor será o trabalho líquido pois haverá o duplo efeito da diminuição do trabalho da turbina e o aumento do consumo de parte desta para o compressor.⁽²⁾

Observa-se na Figura 5 que para uma mesma relação de compressão, quanto maior T_3 , maior será o rendimento do ciclo.

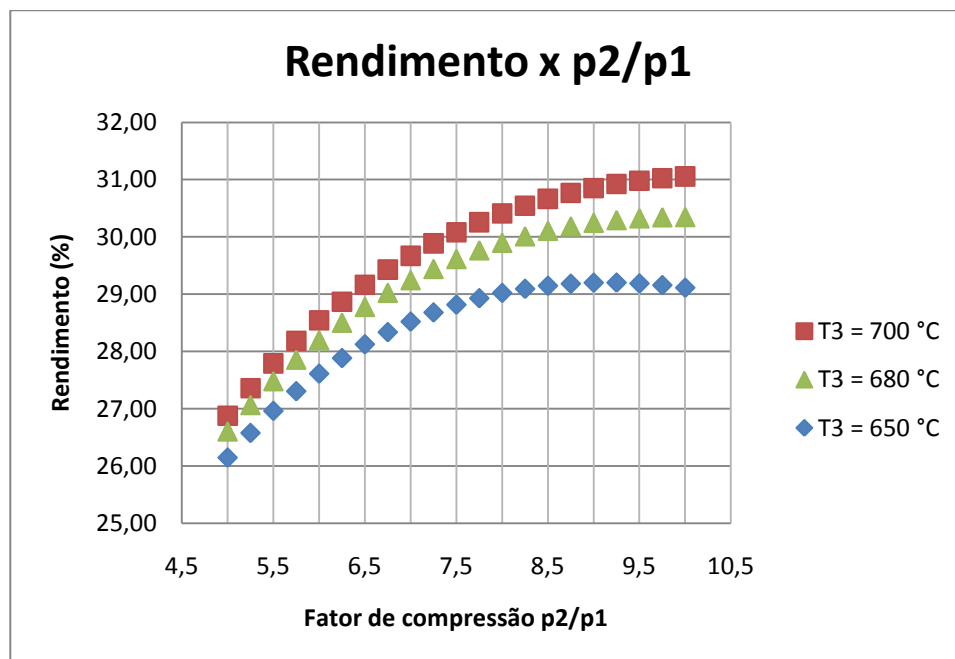


Figura 5 - Rendimento do ciclo para diferentes T_3

Enquanto que fixada uma T_3 , quanto maior a relação de compressão, também é maior a eficiência do ciclo, como pode ser observado no comportamento crescente de cada curva da Figura 5 acima.

A Figura 6 compara os rendimentos do ciclo real com o de eficiência de 90% para a condição de $T_3 = 700\text{ °C}$ (973,15 K) em ambos os casos.

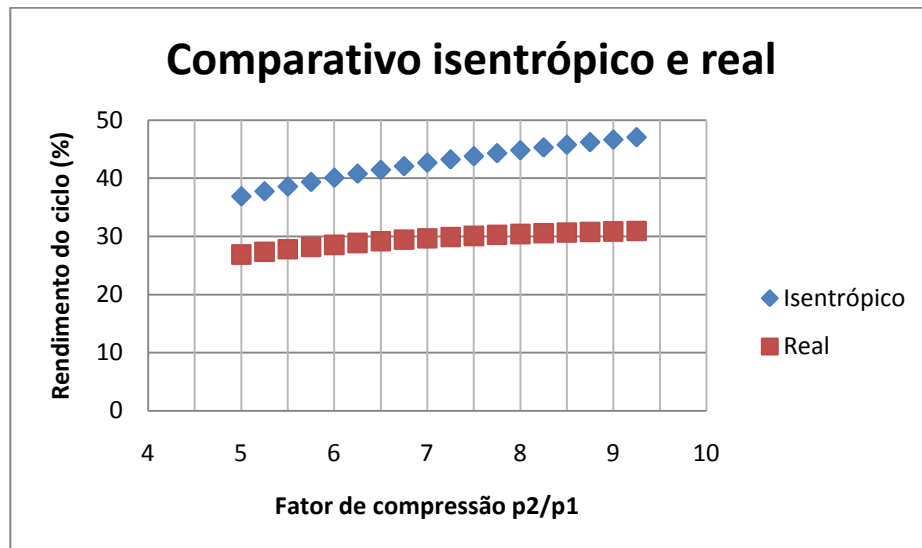


Figura 6 - Comparativo entre o ciclo ideal e o real

Observa-se que há uma queda de rendimento do ciclo do modelo isentrópico para o modelo real. Além disso, no modelo real, para um aumento de relação de compressão, tem-se um aumento menor de rendimento comparativamente com o modelo isentrópico.

4. Análise do ciclo isentrópico com regenerador

Os gases de descarga da turbina ainda apresentam alta temperatura. Dessa forma ainda é possível a instalação de um trocador de calor do tipo contra-corrente denominado regenerador cuja função é o de aproveitar o gás quente da saída da turbina para pré-aquecer o ar na saída do compressor. Assim, necessitamos de menor consumo de combustível e aumentamos a eficiência do ciclo.

Na análise utilizou-se um regenerador com eficiência de 80%, ou seja, as temperaturas T_2' (gás após o compressor e depois de ter passado pelo regenerador) e T_4' (gás de saída da turbina e após ter passado pelo reg.) não serão iguais (a troca de calor no regenerador é finita).

Hipóteses e simplificações:

- Gás perfeito.
- Calor específico do ar constante (adotado $c_p = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$)
- Turbina e compressor isentrópicos.
- T_1, p_1 na condição ambiente ($T_1 = 298,15\text{K}$ e $p_1 = 1 \text{ atm}$)
- P_2 entre 5 e 10 atm.
- T_3 deve estar entre 600°C ($873,15 \text{ K}$) e 700°C ($923,15\text{K}$).
- Rendimento do regenerador de 80%.

4.1 Efeito do uso do regenerador no ciclo

Comparando-se o ciclo isentrópico sem o regenerador e com o mesmo, observamos que o efeito do pré-aquecimento no aumento de rendimento do ciclo é significativa para níveis baixos de compressão.

Aumentando-se as taxas de compressão, o regenerador se torna dispensável uma vez que $T_2 > T_4$ e o pré-aquecimento se torna impossível.

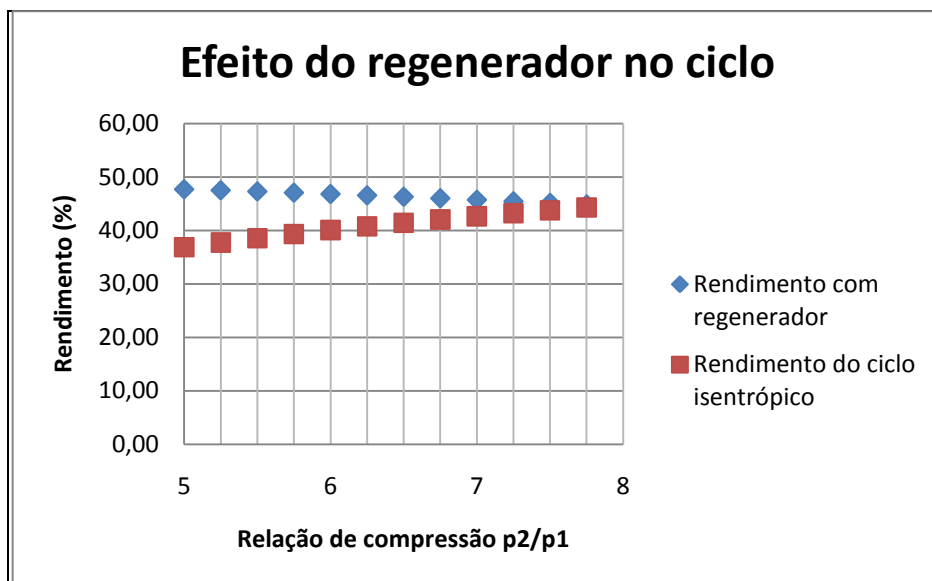


Figura 7 - Comparativo entre os ciclos isentrópicos com e sem regenerador

Dessa forma, é interessante estudarmos faixas de compressão menores que 5, já que o rendimento com regenerador para essas relações de compressão são maiores.

5. O Processo de combustão na câmara

5.1 Combustível utilizado e reação química de combustão

O combustível a ser utilizado na câmara de combustão será o gás natural que possui a seguinte composição típica:

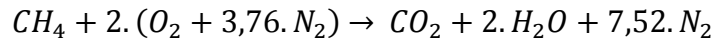
Tabela 1 - Composição típica do gás natural

Elemento	Percentual%
Metano	89%
Etano	6%
Propano	1,8%
C4+	1,0%
CO ₂	1,5%
N ₂	0,7%

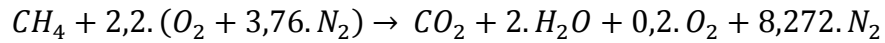
Fonte⁽³⁾: Dados obtidos da empresa ComGAS Natural.

Simplificaremos os cálculos utilizando metano na reação de combustão já que o mesmo é o componente majoritário no gás natural. A reação de combustão será feita com 10% de excesso de ar com a finalidade de limitar a temperatura máxima atingida na turbina:

A reação química estequiométrica:



A reação química com 10% de excesso de ar:



5.2 Vazão mássica de combustível consumida

Através de cálculos relativos à potência líquida do ciclo e cálculo da relação ar-combustível (vide. Anexo B: Cálculo da RAC e expressão do $\dot{m}_{comb}$ pág. 38), é possível efetuar o cálculo da vazão mássica de combustível necessária para produzir 10 kW de potência líquida resultando em:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{W}_{liq}}{(RAC + 1). c_{p_{gas}}. (T_3 - T_4) - RAC. c_{p_{ar}}(T_2 - T_1)} \quad (1)$$

Com 10% de excesso de ar, RAC = 18,91 e utilizando as temperaturas do ciclo real sem e com o regenerador, geramos o gráfico da Figura 8.

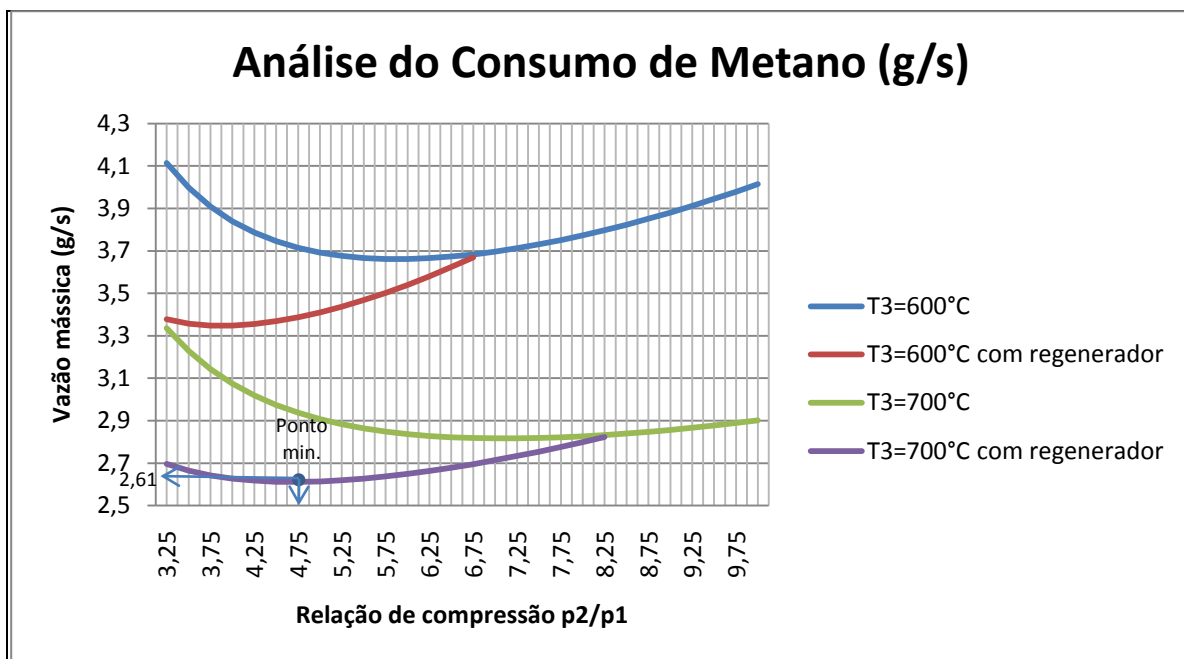


Figura 8 - Consumo de metano para diversos T_3 (antes da turbina) em função do fator de compressão

Observa-se que o consumo de CH_4 é menor para maiores T_3 (temperatura após a câmara de combustão), já que nessas condições o rendimento é maior. Isso pode ser observado pelo conjunto das duas curvas de $T_3 = 700^\circ\text{C}$.

Ainda é possível constatar que a aplicação do regenerador é eficaz para baixas relações de compressão e, mais especificamente o consumo mínimo de CH_4 se encontra no ponto mínimo indicado na Figura 8.

$$\text{Ponto de Mínimo consumo:} \left\{ \begin{array}{l} T_3 = 700^\circ\text{C} \\ \frac{p_2}{p_1} = 4,75 \\ \dot{m}_{\text{comb. min}} = 2,61 \text{ g } \text{CH}_4/\text{s} \text{ ou} \\ \dot{m}_{\text{gases min}} = 52,0 \text{ g gases} \end{array} \right.$$

6. Layout da micro turbina a gás

A micro turbina a gás deve possuir um compressor, rotor de turbina, regenerador, câmara de combustão e eventualmente um gerador elétrico que pode ser posicionado fora do conjunto da carcaça.

Como mostra a **Figura 9** ao lado, ar frio entra pelo conjunto e é comprimido pelo compressor (n° 1) que é conduzido até a câmara de combustão (n° 2) onde é feita a mistura com o gás natural e posterior queima. Os gases resultantes movimentam o rotor da turbina (n° 3) e depois seguem para o regenerador (n° 4 e 5) o qual troca calor em fluxo contra-corrente com o ar comprimido.

Modificações físicas como o prolongamento do comprimento do regenerador (prolongamento da parcela 5) aumentariam a área de troca e

conseqüentemente a eficiência do regenerador. Outro fator a ser considerado é injetar de forma conjunta o gás natural com o ar afim de estabelecer maior mistura.

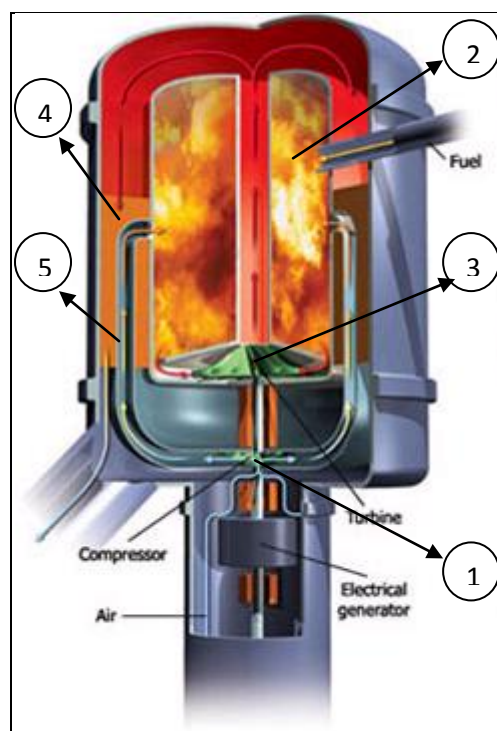


Figura 9 - Esquema da microturbina a gás⁽⁴⁾

7. Aproveitamento do calor para refrigeração

O ciclo da turbina a gás consiste principalmente em gerar energia elétrica através do trabalho fornecido pela turbina. Além disso, introduziu-se um regenerador com o intuito de aproveitar os gases quentes de saída da turbina.

Apesar disso, os gases quentes de saída do regenerador continuam saindo do conjunto com temperaturas em torno de 200°C e no ponto de menor consumo de combustível, essa temperatura é $T_4' = 245,7^{\circ}\text{C}$.

Pode-se introduzir um ciclo de refrigeração de absorção, que apesar de complexa e mais cara que outros ciclos de refrigeração, é a mais indicada nesse caso por aproveitar uma fonte que naturalmente seria dispensada.

7.1 Ciclo de refrigeração por absorção de Amônia (NH_3)

O ciclo de refrigeração por absorção de amônia (NH_3) é mostrado na Figura 10 adaptada de Cengel⁽⁵⁾. Observa-se que o ciclo é similar ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, com a diferença de que o aumento de pressão da amônia é proporcionado pelo aparato compreendido pela linha tracejada na figura.

Na linha tracejada, têm-se os seguintes principais elementos: absorvedor, bomba, gerador e retificador.

No absorvedor (**A**) ocorre a difusão de amônia na água, sendo que é proporcionada a refrigeração desse sub-sistema já que a dissolução da amônia na água é inversamente proporcional a temperatura (quanto menor a temperatura da água de dissolução, maior a quantidade de NH_3 dissolvida na mesma).

A solução rica em amônia é bombeada pela bomba (**B**) e pré-aquecida pelo regenerador (**C**) chegando até o gerador (**D**) onde ocorre troca de calor entre a solução e a fonte quente (saída dos gases quentes do ciclo Brayton). A amônia vaporizada e pressurizada se encaminha ao retificador (**E**) que tem a função de condensar a água contida no vapor de amônia. Finalmente a amônia pura vai para o condensador, válvula de expansão e evaporador retornando ao absorvedor.

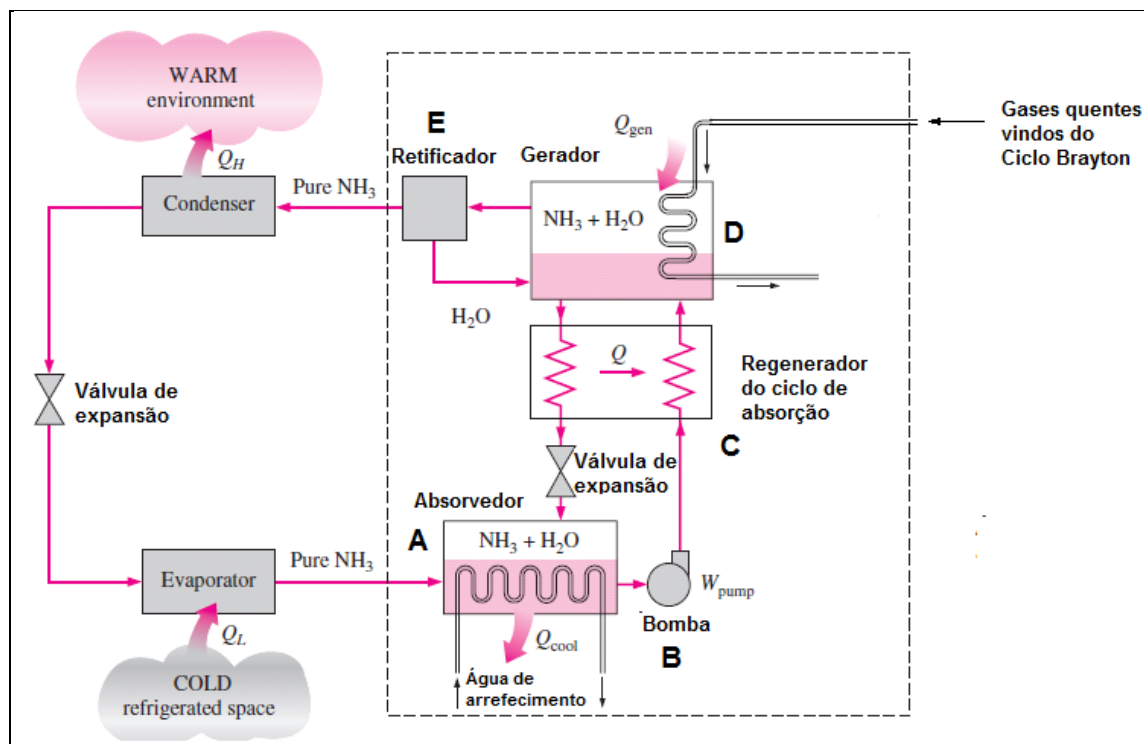


Figura 10 - Ciclo de absorção de amônia

No ponto de menor consumo de combustível, sabe-se que a temperatura de saída do ciclo de Brayton com regenerador será $T_4 = T_f = 245,7^\circ\text{C}$. Supondo temperatura ambiente de $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e admitindo temperatura hipotética da câmara frigorífica de $T_L = -5^\circ\text{C}$, montamos o fluxo térmico do ciclo de absorção, :

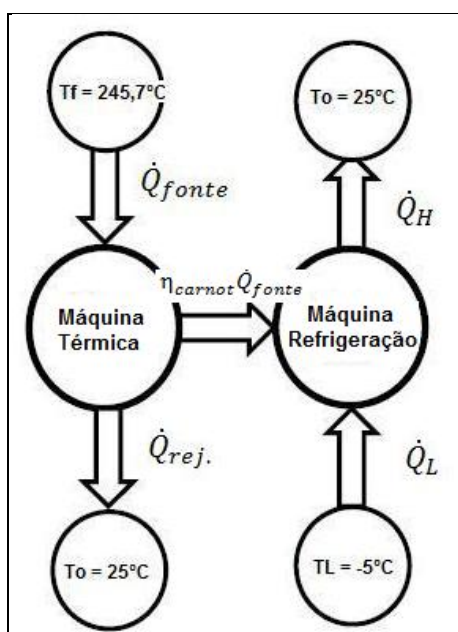


Figura 11-Fluxo térmico do ciclo absorção

O cálculo do calor trocado no gerador do ciclo de absorção sendo:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{fonte} &= \dot{m}_{gases} c_{p_{gases}} \Delta T_{gases} \\ &= 0,052 \frac{kg}{s} \cdot 1,106 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (245,7 - 25) \\ \dot{Q}_{fonte} &= 12,7 \text{ kW}\end{aligned}$$

Cálculo do rendimento de Carnot:

$$\begin{aligned}\eta_{carnot} &= 1 - \frac{T_0}{T_f} = 1 - \frac{273 + 25}{273 + 245} \\ \eta_{carnot} &= 0,43\end{aligned}$$

Cálculo do coeficiente de performance COP reversível do ciclo de absorção:

$$\begin{aligned}COP_{rev} &= \frac{T_L}{T_L + T_0} = \frac{273 + (-5)}{(273 - 5) + (273 + 25)} \\ COP_{rev} &= 0,47\end{aligned}$$

Da definição de COP:

$$COP_{rev} = \frac{\dot{Q}_L}{W} = \frac{\dot{Q}_L}{\eta_{carnot} \dot{Q}_{fonte}} = \frac{\dot{Q}_L}{0,43 \cdot 12,7} = 0,47$$

E assim, estimamos o calor de refrigeração do ciclo para os parâmetros definidos. Para câmara frigorífica condicionada a $T_L = -5^\circ\text{C}$:

$$\dot{Q}_L = 2,6 \text{ kW}$$

Calculamos a critério de curiosidade o fluxo de ar refrigerado da temperatura ambiente T_0 para $T_L = -5^\circ\text{C}$, através da fórmula:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}_{ar_{refr.}} \cdot c_{p_{ar.}} \cdot (T_0 - T_L) \\ \dot{m}_{ar_{refr.}} &= \frac{\dot{Q}_L}{c_{p_{ar.}} \cdot (T_0 - T_L)} = \frac{2,6}{1,0035 \cdot (25 - (-5))} \cong 0,09 \frac{kg}{s} \text{ ou } 77,5 \text{ l/s}\end{aligned}$$

Observa-se que é possível a refrigeração em regime permanente de uma vazão considerável de ar de 77,5 l/s.

8. Projeto do compressor da turbina

A função do compressor é basicamente comprimir o ar ambiente à uma pressão que atenda a combustão com excesso de ar, além de prover gradiente de pressão para proporcionar escoamento e trabalho fornecido pela turbina.

Ao longo da Segunda Guerra Mundial, o avanço da tecnologia de turbinas destinadas ao uso em aviões militares foi grande e duas linhas de compressores foram desenvolvidos⁽⁶⁾: do tipo axial (pelos britânicos) e o radial ou centrífugo (pelos alemães).

O compressor axial proporciona um fator de compressão maior que o do tipo centrífugo ou radial, entretanto, para baixas vazões de gases, o uso do compressor axial em termos de eficiência não se justifica.

No caso de microturbinas, a vazão de gases é baixa ($\dot{m}_{gases} \cong 0,052 \text{ kg/s}$) e portanto, escolhe-se um compressor do tipo centrífugo “single sided” para o presente projeto, vide item (b) da Figura 12. Além disso, como o fator de compressão é baixo ($r = 4,75$) será necessário apenas um único estágio.

A configuração centrífuga traz outras vantagens como menor espaço ocupado em comparação a um compressor axial com mesma taxa de compressão, mais resistente a corpos estranhos externos e menos susceptível a perdas de eficiência por depósitos nas paletas.

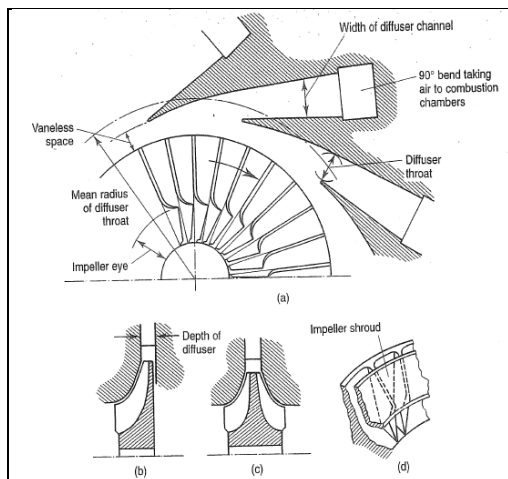


Figura 12 - Tipos de compressores centrífugos⁽⁶⁾



Figura 13 – Teledyne RGT - 3600 microturbina - Detalhe do compressor centrífugo e difusor⁽⁷⁾

8.1 Considerações teóricas

A teoria de projeto de compressores não corresponde ao escopo do presente trabalho, assim, seus parâmetros e equações que descrevem seu desempenho serão apenas mencionados a título de maior conhecimento global de uma microturbina.

A parte central da paleta do compressor é chamada de “olho da paleta” e possui a função de captar o ar no sentido axial, para posteriormente comprimi-lo no sentido axial. A forma curva dessa porção da paleta (vide a Figura 14 corte transversal) é feito para proporcionar escoamento suave do ar.

Quanto maior o número de paletas, mais a velocidade tangencial C_{w2} se aproxima da velocidade tangencial da paleta $U = \omega \cdot R$.

O quantificador desse fenômeno é definido por fator de escorregamento σ .

$$\sigma = 1 - \frac{0,63}{n}$$

Sendo n o número de canais do difusor

Introduzindo o trabalho efetuado pelo compressor por:

$$trabalho\ feito = \psi \sigma U^2$$

Sendo ψ o fator de entrada de potência

Deduz-se então a fórmula que relaciona o fator de compressão com os parâmetros anteriores:

$$r = \left(1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U^2}{c_p T_{amb.}} \right)$$

Tendo-se em vista todos os parâmetros, define-se o número de paletas que o compressor possuirá e suas dimensões geométricas. A partir da equação do escorregamento, quanto maior o n° de paletas, maior σ e maior o trabalho feito, entretanto, se o aumentarmos demasiadamente, o “olho da paleta” se torna excessivamente denso e a vazão captada de ar diminui. Portanto tem-se um compromisso entre esses fatores e concebidamente adota-se $\sigma = 0,9$.

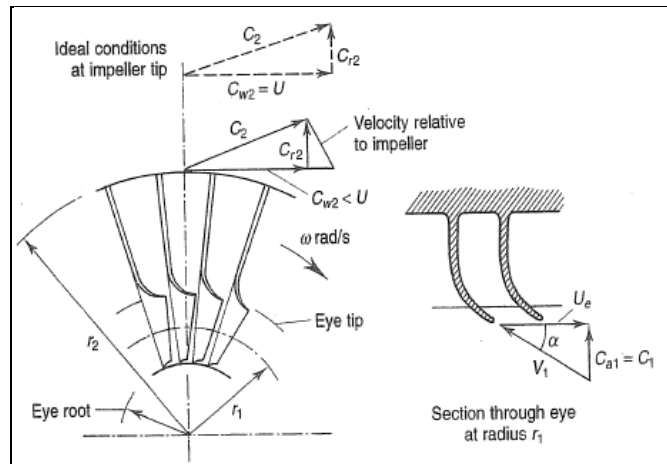


Figura 14 - Triângulo de velocidades e vista em corte do "olho da paleta"

9. Dimensionamento da turbina

As turbinas são classificadas de acordo com a direção do fluxo dos gases que pode ser axial, radial e misto. No mercado, a configuração axial é a mais utilizada e oferece maiores eficiências para potências mais elevadas, sendo que a configuração radial atende com mais eficiência solicitações de baixa potência de turbinas.

Neste trabalho, a configuração que forneceria maior rendimento seria a radial, entretanto utilizar-se-á a axial por ser a mais comum, além disso, como a microturbina deste projeto não atenderá grandes potências e consumirá um combustível barato, a diferença de eficiência entre as duas configurações não justifica a escolha radial frente aos benefícios apresentados da axial.

Os estágios da turbina podem ser classificados de acordo com a queda de entalpia ao longo do conjunto bocal e paletas móveis. Existem 3 tipos de estágios: Ação (Impulso), reação ou estágio Curtis de velocidade.

Os estágios de Ação se caracterizam pela queda de entalpia (ou de pressão e temperatura) ocorrer apenas nos bocais, sendo que nas paletas móveis ela é constante.

Nos estágios de Reação, a queda entálpica ocorre tanto nos bocais quanto nas paletas móveis.

No estágio Curtis de velocidade, a queda de entalpia ocorre apenas no primeiro bocal, sendo que nas paletas móveis e bocal seguintes, a entalpia se mantém.

Para uma mesma queda de entalpia Δh no estágio e mesmas rotações do rotor, as turbinas de reação devem ser maiores e, portanto os seus custos construtivos são maiores. Entretanto, as velocidades de escoamento nas passagens da turbina de reação são menores, o que acarretam em perdas de carga mais reduzidas e conseqüentemente maiores rendimentos (custo de operação menores).

Novamente, como o projeto da microturbina em questão atenderá a baixa potência de 10 kW, a eficiência de operação mais elevada do estágio de reação não possuirá relevância, sendo que o mais importante para o projeto será o custo inicial da turbina. Além disso, as turbinas de Ação possuem uma gradiente de pressão Δp nas paletas móvel aproximadamente nulo, evitando-se assim problemas com fuga de gases pela folga existente entre a paleta móvel e a carcaça.

Sendo assim, será escolhido o estágio de Ação no presente projeto.

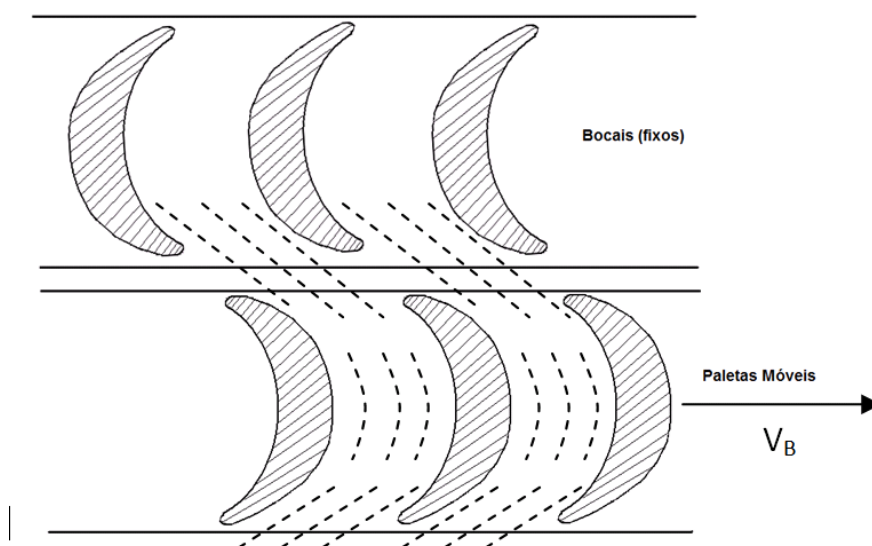


Figura 15 - Configuração dos bocais e paletas móveis e a passagem do fluxo de gases

No projeto de quaisquer turbina é preciso verificar a interação entre o fluxo de gases e a forma geométrica da paleta de forma a alcançar o ponto ótimo e isso é feito a partir do triângulo de velocidades.

O triângulo de velocidades corresponde à relação entre a velocidade absoluta e relativa das paletas móveis além da sua interação com os ângulos construtivos.

Existem várias convenções de ângulos para o triângulo de velocidades, entretanto se utilizará a convenção da Ref.(8) Lee, J.F. que denomina para a entrada os ângulos α e β e

para os de saída, δ e γ . Além disso, os índices 1 e 2 serão usados, respectivamente, para indicar os pontos anteriores e posteriores à paleta.

A convenção a ser adotada neste trabalho será a de Lee J. F.

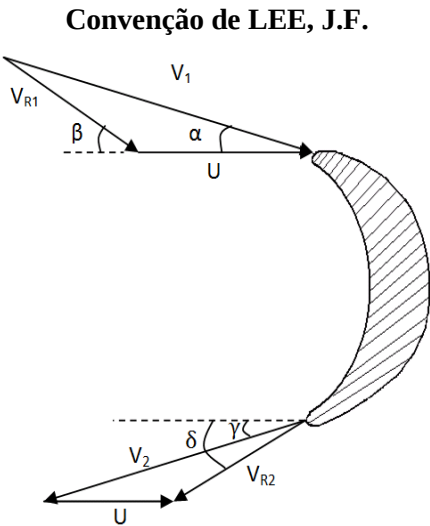


Tabela 2 - Comparativo entre as convenções de triângulos de velocidade

Caracterização		LEE, J.F.
Antes da paleta móvel	Velocidade absoluta	V_1
	Velocidade relativa	V_{1R}
	Velocidade da paleta	U
	Ângulo da veloc. Absoluta	α
	Ângulo da veloc. Relativa	β
Depois da paleta móvel	Velocidade absoluta	V_2
	Velocidade relativa	V_{2R}
	Velocidade da paleta	U
	Ângulo da veloc. Absoluta	δ
	Ângulo da veloc. Relativa	γ

O triângulo de velocidades varia de acordo com a velocidade U das paletas e esta por sua vez é proporcional ao raio R do rotor pela seguinte relação:

$$U = \omega . R$$

Assim, tem-se para diversos R, vários triângulos de velocidade diferentes e vários ângulos de paleta ao longo do comprimento desta de modo a oferecerem a máxima eficiência para cada condição e originando dessa forma as pás retorcidas.

De acordo com Ref. (6), se a relação entre o raio de ponta de paleta r_t e o raio do pé da paleta r_r for baixo, pode-se utilizar o raio médio do anel r_m do rotor para obter resultados aproximados do fenômeno. E como o projeto trata de uma microturbina, as dimensões das paletas serão mais reduzidas que o normal, possibilitando essa primeira aproximação.

O número de estágios necessários foi definido de acordo com a velocidade de saída do bocal. Para o caso em que toda a queda entálpica fosse no 1º bocal, obteve-se um N° de Mach $Ma = 1,6$ e portanto supersônico que traria problemas como bloqueio da passagem e consequente perdas associadas. Definiu-se então 2 estágios de turbina.

Com relação aos critérios de seleção dos ângulos, tem-se que para menores ângulos de bocal α , maiores serão os rendimentos, entretanto, maior deverá ser também o comprimento da paleta ocasionando perdas por atrito e diminuição da eficiência global. Na prática, de acordo com Ref. (8) são adotados $\alpha = 15^\circ$ para resultados satisfatórios.

A eficiência isentrópica do bocal foi admitida em 90%, ou seja, $\eta_b = 0,9$.

O resumo dos parâmetros de projeto foram:

- $\alpha = 15^\circ$ (Lee J.F.)
- Perdas nos bocais representados por $\eta_b = 0,9$
- A velocidade V_1 na saída do bocal subsônica, para isso, assumiu-se $\Delta H_{Est.I} = \Delta H_{Est.II} = \Delta H_{Total}/2$
- A velocidade tangencial U iguais na entrada e saída da paleta
- Estágio de ação (toda a expansão ocorre no bocal)
- Dimensionamento pelo diâmetro médio $D_m = 0,06$ m
- Gás como gás perfeito
- Simplificação de β e γ como ângulos do fluxo de gás sem deflexão dos mesmos

A metodologia da obtenção dos ângulos construtivos β e γ baseou-se em variar esses de modo que fornecessem o maior rendimento dentro dos parâmetros de projeto

definidos. Inicialmente foram estudados para ambos os ângulos os intervalos de 10° a 90° e posteriormente refinou-se para o intervalo com maior eficiência.

Considerando o critério mencionado, os seguintes resultados foram obtidos (mais detalhes sobre o equacionamento dos resultados, verificar **Anexo C**):

- $V_1 = 567,5 \text{ m/s}$
- $Ma_1 = 0,99$
- As maiores eficiências se encontravam na faixa:
 - $20^\circ < \beta < 30^\circ$
 - $5^\circ < \gamma < 45^\circ$

Tabela 3 – Zona de ângulos com maior rendimento da paleta

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,68	0,66	0,64
	21	0,81	0,81	0,80	0,79	0,78	0,76	0,74	0,72	0,69
	22	0,86	0,86	0,85	0,84	0,82	0,81	0,79	0,76	0,73
	23	0,90	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,77
	24	0,93	0,93	0,92	0,91	0,89	0,87	0,85	0,82	0,79
	25	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,84	0,81
	26	0,97	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,86	0,83
	27	0,99	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,87	0,83
	28	0,99	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92	0,90	0,87	0,84
	29	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84
	30	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Tabela 4 - Área anular seção 1 em cm² do Estágio I

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	5,77	5,82	5,89	6,01	6,16	6,35	6,60	6,92	7,32
	21	5,19	5,23	5,29	5,38	5,50	5,66	5,86	6,11	6,42
	22	4,84	4,88	4,93	5,01	5,11	5,25	5,42	5,63	5,90
	23	4,62	4,65	4,70	4,77	4,86	4,98	5,13	5,33	5,57
	24	4,47	4,50	4,54	4,61	4,69	4,81	4,95	5,13	5,35
	25	4,37	4,39	4,44	4,50	4,58	4,69	4,82	4,99	5,20
	26	4,30	4,32	4,36	4,42	4,50	4,61	4,74	4,90	5,10
	27	4,25	4,28	4,32	4,38	4,45	4,55	4,68	4,84	5,04
	28	4,22	4,25	4,29	4,35	4,42	4,52	4,65	4,81	5,00
	29	4,21	4,23	4,27	4,33	4,41	4,51	4,63	4,79	4,98
	30	4,20	4,23	4,27	4,33	4,40	4,50	4,63	4,79	4,98

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Tabela 5 - Área anular seção 2 em cm² do Estágio I

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	22,65	11,46	7,79	6,01	4,98	4,35	3,94	3,68	3,54
	21	21,35	10,79	7,33	5,64	4,66	4,06	3,66	3,41	3,25
	22	20,82	10,52	7,14	5,48	4,53	3,93	3,54	3,28	3,12
	23	20,72	10,46	7,09	5,45	4,49	3,89	3,50	3,24	3,08
	24	20,87	10,53	7,14	5,48	4,52	3,91	3,51	3,24	3,08
	25	21,18	10,69	7,24	5,56	4,58	3,96	3,55	3,28	3,11
	26	21,62	10,91	7,39	5,67	4,67	4,04	3,62	3,34	3,16
	27	22,15	11,18	7,57	5,81	4,78	4,14	3,71	3,42	3,24
	28	22,75	11,48	7,78	5,96	4,91	4,25	3,80	3,51	3,32
	29	23,41	11,82	8,00	6,14	5,06	4,37	3,91	3,61	3,42
	30	24,12	12,17	8,24	6,32	5,21	4,50	4,03	3,72	3,52

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Tabela 6 - Rotação do rotor N (rpm)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8	46.031,8
	21	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9	52.688,9
	22	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9	58.766,9
	23	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5	64.341,5
	24	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7	69.475,7
	25	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6	74.222,6
	26	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9	78.626,9
	27	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8	82.726,8
	28	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1	86.555,1
	29	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1	90.140,1
	30	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2	93.506,2

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Tabela 7 - Altura da paleta seção 1 (mm)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	3,06	3,09	3,13	3,19	3,27	3,37	3,50	3,67	3,89
	21	2,75	2,77	2,81	2,85	2,92	3,00	3,11	3,24	3,41
	22	2,57	2,59	2,62	2,66	2,71	2,78	2,87	2,99	3,13
	23	2,45	2,47	2,49	2,53	2,58	2,64	2,72	2,83	2,95
	24	2,37	2,39	2,41	2,44	2,49	2,55	2,63	2,72	2,84
	25	2,32	2,33	2,35	2,39	2,43	2,49	2,56	2,65	2,76
	26	2,28	2,29	2,32	2,35	2,39	2,44	2,51	2,60	2,71
	27	2,26	2,27	2,29	2,32	2,36	2,42	2,48	2,57	2,67
	28	2,24	2,25	2,27	2,31	2,35	2,40	2,47	2,55	2,65
	29	2,23	2,25	2,27	2,30	2,34	2,39	2,46	2,54	2,64
	30	2,23	2,24	2,26	2,29	2,34	2,39	2,46	2,54	2,64

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Tabela 8 - Altura da paleta seção 2 (mm)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	12,02	6,08	4,13	3,19	2,64	2,31	2,09	1,95	1,88
	21	11,33	5,72	3,89	2,99	2,47	2,15	1,94	1,81	1,73
	22	11,05	5,58	3,79	2,91	2,40	2,08	1,88	1,74	1,66
	23	10,99	5,55	3,76	2,89	2,38	2,07	1,86	1,72	1,63
	24	11,07	5,59	3,79	2,91	2,40	2,07	1,86	1,72	1,63
	25	11,24	5,67	3,84	2,95	2,43	2,10	1,89	1,74	1,65
	26	11,47	5,79	3,92	3,01	2,48	2,14	1,92	1,77	1,68
	27	11,75	5,93	4,02	3,08	2,54	2,19	1,97	1,81	1,72
	28	12,07	6,09	4,13	3,16	2,61	2,25	2,02	1,86	1,76
	29	12,42	6,27	4,25	3,26	2,68	2,32	2,08	1,92	1,81
	30	12,80	6,46	4,37	3,35	2,76	2,39	2,14	1,97	1,87

*valores em cinza possuem ângulos fisicamente inconsistentes com a direção do fluxo de gás.

Verifica-se que até o momento apenas conseguiu-se obter uma região provável da escolha dos ângulos β e γ e ainda não se tem critérios suficientes para escolher o mais eficiente.

Nas próximas seções, deste Cap.9 serão analisados outros critérios como análise estrutural e de perdas de escoamento associadas a cada ângulo.

9.1 Escolha do material

A escolha do material depende da sua resistência estrutural frente principalmente às forças centrífugas geradas pela elevada rotação, que no caso do presente problema são da ordem de 50.000 rpm – 90.000 rpm. Além disso, o material deve resistir também às tensões de flexão cíclicas associadas à passagem do fluido.

De acordo com e Ref.(9) as paletas geralmente são feitas de aço inoxidável ferrítico com 13% de cromo já que possuem boa resistência mecânica em elevadas temperaturas, bom amortecimento e resistência corrosiva.

A Equação simplificada para o caso de seção da paleta constante é:

$$\sigma_{cent_{max.}} = 2\pi N^2(\rho_{paleta})A$$

Onde:

- N: Rotação do rotor em rpm

- $\rho_{paleta} = 8,03 \text{ g/cm}^3$ (aço inoxidável)
- A: Área média entre as seções A_1 e A_2 .

E utilizando essa expressão para gerar a Tabela 9 (mais detalhes dos cálculos, vide Anexo D):

Tabela 9 - Tensão centrífuga no pé da paleta (MPa)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	42,2	25,7	20,3	17,8	16,5	15,9	15,7	15,7	16,1
	21	51,6	31,2	24,5	21,4	19,8	18,9	18,5	18,5	18,8
	22	62,1	37,3	29,2	25,4	23,3	22,2	21,7	21,6	21,8
	23	73,5	43,8	34,2	29,6	27,1	25,7	25,0	24,8	25,1
	24	85,7	50,8	39,5	34,1	31,2	29,5	28,6	28,3	28,5
	25	98,6	58,2	45,1	38,8	35,4	33,4	32,3	31,9	32,1
	26	112,3	66,0	50,9	43,7	39,8	37,5	36,2	35,7	35,8
	27	126,6	74,1	57,0	48,8	44,3	41,7	40,2	39,6	39,7
	28	141,6	82,6	63,3	54,1	49,0	46,0	44,4	43,7	43,7
	29	157,3	91,4	69,9	59,6	53,9	50,5	48,7	47,8	47,8
	30	173,5	100,5	76,7	65,2	58,9	55,2	53,1	52,1	52,1

Nessas condições é possível a escolha dos aços 405 e 406 cuja tensão máxima de ruptura é de 50MPa em um ensaio de 100.000 hrs⁽¹⁰⁾, o que elimina uma maior quantidade de valores prováveis da tabela como mostra a área em cinza.

9.2 Definição do perfil da paleta

A escolha do perfil da paleta deve ser feita de modo que as perdas associadas ao escoamento do fluido sejam mínimas.

A definição pode se iniciar pela relação entre passo/corda definida na Literatura como $\frac{s}{c}$. Entretanto, essa relação não é tão crítica em termos do aumento de eficiência⁽⁶⁾. Essa relação geométrica corresponde às seguintes dimensões mostradas na Figura 16:

Para obtenção da razão $\frac{s}{c}$, existe a possibilidade de utilizar uma abordagem teórica, porém neste trabalho esses valores foram provenientes de dados experimentais do teste Cascade para paletas. (vide Anexo E).

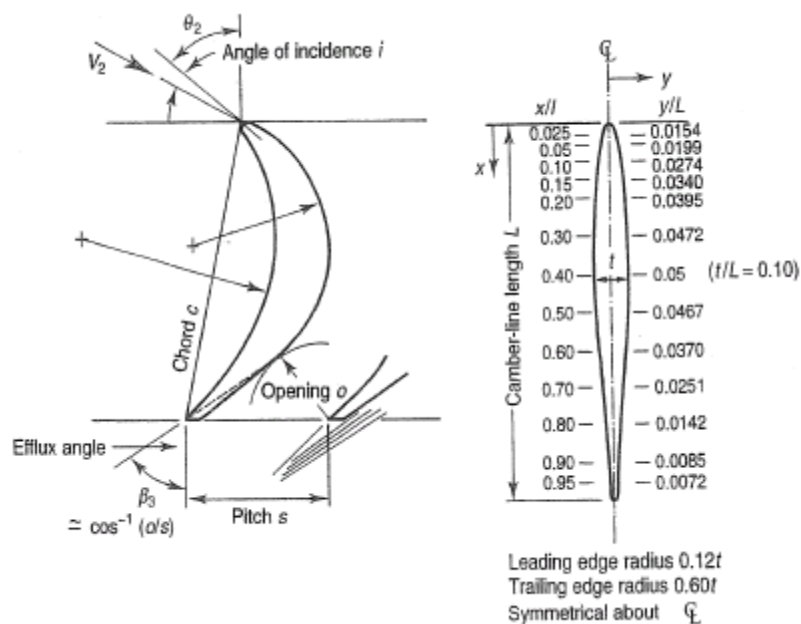


Figura 16 - Paleta de turbina com seus principais parâmetros geométricos

Os dados s/c obtidos da gráfico são dados pela Tabela 10:

Tabela 10-Razão s/c para diversos ângulos de entrada e saída da paleta

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	0,500	0,500	0,500	0,525	x	x	x	x	x
	21		0,500	0,500	0,525	x	x	x	x	x
	22		0,500	0,500	0,530	x	x	x	x	x
	23		0,500	0,500	0,535	x	x	x	x	x
	24			0,500	0,540	x	x	x	x	x
	25			0,500	0,545	0,600	x	x	x	x
	26				0,550	0,650	x	x	x	
	27				0,555	0,700	x	x		
	28									
	29									
	30									

*Células que apresentam um x não estavam disponíveis no gráfico.

Outro parâmetro de perfil da paleta é a chamada razão de aspecto dada pela razão entre a altura da paleta e a corda $\frac{h}{c}$.

Valores satisfatórios estão entre 3 e 4. Toma-se neste caso o valor $\frac{h}{c} = 3,0$ e obtemos os valores da corda c para cada par de ângulos:

Tabela 11 - Cordas c calculadas a partir de h/c (mm)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	2,513	1,527	1,210	1,062					
	21		1,417	1,116	0,974					
	22		1,361	1,067	0,928					
	23		1,336	1,042	0,903					
	24			1,033	0,892					
	25			1,033	0,889	0,810				
	26				0,893	0,811				
	27				0,900	0,817				
	28									
	29									
	30									

Tabela 12 - Passo entre as paletas s ("pitch") (mm)

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	1,257	0,764	0,605	0,558					
	21		0,708	0,558	0,511					
	22		0,681	0,533	0,492					
	23		0,668	0,521	0,483					
	24			0,516	0,482					
	25			0,516	0,485	0,486				
	26				0,491	0,527				
	27				0,500	0,572				
	28									
	29									
	30									

Tabela 13 – N° de Paletas de acordo com o passo ‘s’

		γ (ângulo de saída em °)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
β (ângulo de entrada em °)	20	150	247	312	338					
	21		266	338	369					
	22		277	353	383					
	23		282	362	390					
	24			365	391					
	25			365	389	388				
	26				384	357				
	27				377	330				
	28									
	29									
	30									

10. Resultados

Observa-se que após a análise estrutural das paletas, os ângulos possíveis para escolha são aqueles destacados na Tabela da pagina a seguir. O maior rendimento é de 96% para $\beta = 27^\circ$ e $\gamma = 20^\circ$, entretanto, não se utilizará esse par de ângulos pois não é recomendável a utilização de valores de γ muito baixos pois gera aumento de pressão e grau de reação indesejável.

O número de paletas preferencialmente deve ser número primo para não coincidir ser múltiplo de n° de bocais ou paletas que poderiam ocasionar problemas de frequência de ressonância. Entretanto, como o número de estágio é de apenas 2, esse critério não é crítico.

Os ângulos escolhidos para o estágio I e suas especificações serão:

- $\beta = 27^\circ$
- $\gamma = 25^\circ$,
- $\eta = 0,94$
- $N = 82.726$ rpm
- $h_m = 2,45$ mm
- 330 paletas
- Rotor com $D_m = 0,06$ m

Destaca-se o valor da altura média da paleta $h_m \cong 2,45$ ser pequeno principalmente devido ao baixo fluxo mássico de gases necessário.

O procedimento para obtenção dos ângulos do Estágio II da turbina são análogos ao procedimento de cálculo visto aqui.

Tabela 14 (Atualizada) – Zona de ângulos com maior rendimento da paleta possíveis

		gama(ângulo de saída)								
		5	10	15	20	25	30	35	40	45
beta(ângulo de entrada)	20	0,75	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70	0,68	0,66	0,64
	21	0,81	0,81	0,80	0,79	0,78	0,76	0,74	0,72	0,69
	22	0,86	0,86	0,85	0,84	0,82	0,81	0,79	0,76	0,73
	23	0,90	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,77
	24	0,93	0,93	0,92	0,91	0,89	0,87	0,85	0,82	0,79
	25	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,84	0,81
	26	0,97	0,97	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,86	0,83
	27	0,99	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89	0,87	0,83
	28	0,99	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92	0,90	0,87	0,84
	29	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84
30	1,00	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93	0,90	0,87	0,84	

11. Anexo

Anexo A: Lista de propriedades dos gases utilizados

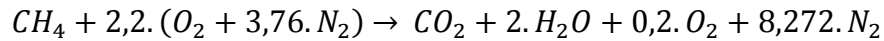
Tabela 15 - Lista de propriedades dos gases utilizados a 25°C e 100 kPa

Gás	Fórmula química	Peso molecular	cp(kJ/kg.K)
Ar		28,97	1,0035
Metano	CH ₄	16,04	2,2537
Dióxido de carbono	CO ₂	44,01	0,8418
Água	H ₂ O	18,015	1,8723
Oxigênio	O ₂	32	0,9216
Nitrogênio	N ₂	28,013	1,0416

Anexo B: Cálculo da RAC e expressão do $\dot{m}_{comb}$

- Cálculo da RAC:

Através da reação química com 10% de excesso de ar:



$$RAC = \frac{n_{ar} \cdot M_{ar}}{n_{comb} \cdot M_{comb}} = \frac{2,2 \cdot (1 + 3,76) \cdot 28,97}{1 \cdot 16,04} =$$

$$\therefore RAC = 18,91 \frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ metano}}$$

- Cálculo do $\dot{m}_{comb}$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{TG} - |\dot{W}_{CP}|$$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{m}_{gas} \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_{ar} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\text{Hipot. G.P.} : \dot{W}_{liq} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{p_{gas}} (T_3 - T_4) - \dot{m}_{ar} \cdot c_{p_{ar}} (T_2 - T_1)$$

$$\dot{W}_{liq} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \cdot c_{p_{gas}} (T_3 - T_4) - \dot{m}_{ar} \cdot c_{p_{ar}} (T_2 - T_1)$$

Isolando-se $\dot{m}_{comb}$:

$$\therefore \dot{m}_{comb} = \frac{\dot{W}_{liq}}{(RAC + 1) \cdot c_{p_{gas}} \cdot (T_3 - T_4) - RAC \cdot c_{p_{ar}} (T_2 - T_1)}$$

Anexo C: Cálculos relacionados ao dimensionamento da turbina

- Cálculo de V_1 e Ma_1 :

- Temperatura de entrada da turbina: $T_{ent} = 973K$

- Temperatura na saída da turbina (antes do regenerador): $T_{sai}=658,5K$

$$\Delta H_{Total} = c_p \cdot (T_{ent} - T_{sai}) = 1,106 \cdot (973 - 658,5) = 347,84 \frac{kJ}{kg}$$

Considerando a divisão por igual da energia entre os estágios I e II e a perda por fricção nos bocais representada por $\eta_b = 0,9$:

$$\Delta H_{Est.I} = \Delta H_{Est.II} = \eta_b \cdot \frac{\Delta H_{Total}}{2} = 161,0 \frac{kJ}{kg}$$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica nos bocais considerando-os adiabáticos e sem trabalho:

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{V_1^2}{2} + w$$

$$\frac{V_1^2}{2} = \Delta H_{Est.I}$$

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta H_{Est.I}}$$

$$\boxed{V_1 = \sqrt{2 \cdot 161 \cdot 1000} = 567,5 \text{ m/s}}$$

- Cálculo do ângulo δ :

A partir do triângulo de velocidades, tendo-se os ângulos de entrada e saída da turbina e do bocal, é possível a obtenção de δ já que é função apenas desses ângulos:

$$\delta = \arctg \left(\frac{-\text{sen}(\alpha) \cdot \text{sen}(\gamma)}{\text{sen}(\beta) \cdot \cos(\alpha) - \text{sen}(\alpha) \cdot (\cos(\beta) + \cos(\gamma))} \right)$$

- Cálculo de V_2 :

A velocidade V_2 também é obtida a partir do triângulo de velocidades, dos ângulos e da velocidade V_1 e é dada por:

$$V_2 = \frac{V_1 \left(\cos(\alpha) - \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{tg}(\beta)} \right)}{\left(\frac{\text{sen}(\delta)}{\text{tg}(\gamma)} - \cos(\delta) \right)}$$

- Cálculo do rendimento da paleta:

Foi calculado a partir de V_2 e da variação de entalpia $\Delta H_{Est.}$.

$$\eta = 1 - \frac{V_2^2}{V_c^2} = 1 - \frac{V_2^2}{2 \cdot \Delta H_{Est.}}$$

- Cálculo da Velocidade tangencial média do rotor U_m :

$$U_m = V_1 \left(\cos(\alpha) - \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{tg}(\beta)} \right)$$

- Cálculo da razão de queda de pressão:

$$R_s = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta T}{T_i \cdot \eta_s} \right)^{\frac{k}{k-1}}}$$

Onde:

- T_i : Temperatura de entrada do estágio

- ΔT : Variação de temperatura do estágio

- η_s : Rendimento isentrópico do estágio

- Cálculo da pressão p_1 ou p_2 :

Como o estágio foi definido como de ação, $p_1 = p_2$ e é dado pela razão de queda de pressão R_s :

$$p_{saida} = \frac{p_{ent}}{R_s}$$

- Cálculo de ρ_1 e ρ_2 :

Como o estágio é de ação, p e T são iguais na entrada e na saída da paleta e assim, $\rho_1 = \rho_2$ por exemplo. Pela Equação dos Gases Perfeitos:

$$\rho_i = \frac{p_i}{RT_i}$$

- Cálculo das Velocidades axiais antes e depois da paleta para obtenção da área de passagem necessária:

Para o estágio I:

$$V_{a_1} = V_1 \cdot \sin(\alpha)$$

$$V_{a_2} = V_2 \cdot \sin(\delta)$$

- Cálculo das áreas de passagem

A área de passagem do escoamento deve suportar o fluxo mássico de gás, além disso, deve acompanhar a expansão do fluido já que o volume específico gradativamente aumenta.

Na seção i :

$$A_i = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho_i V_{a_i}}$$

- Cálculo da rotação N em RPM do rotor:

É calculada a partir de U_m e do D_m :

$$N = \frac{U_m}{2\pi r_m}$$

- Cálculo da altura h da paleta:

A altura da paleta é variável ao longo da seção devido à expansão dos gases e é dada pela fórmula:

$$h_i = \frac{A_i \cdot N}{U_m}$$

Anexo D: Cálculo da tensão máxima centrífuga.

A tensão máxima centrífuga é dada genericamente como:

$$\sigma_{c_{max}} = \frac{\rho_b \omega^2}{a_r} \int_r^t ar \, dr$$

Entretanto se a seção da paleta for constante ao longo de sua altura, tem-se a expressão simplificada:

$$\sigma_{cent_{max.}} = 2\pi N^2 (\rho_{paleta}) A$$

Onde:

- N: rotação do rotor em rpm
- ρ_{paleta} : massa específica da paleta
- A: Área média entre as áreas das seções de entrada e saída da paleta.

Anexo E: Obtenção da razão s/c ótimo a partir de dados do Cascade.

O teste Cascade consiste em variar a angulação de entrada e saída de paletas com s/c determinados, de modo a fornecerem o menor coeficiente de perda

A curva s/c obtida a partir desse experimento é:

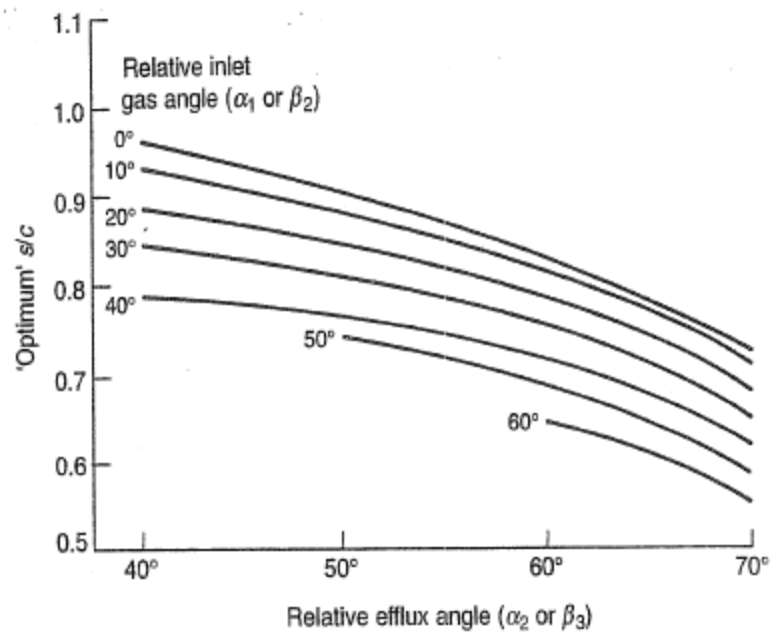


Figura 17 - Ótimos s/c para diversos ângulos de entrada e saída

12. Bibliografia

- (1) **Base de Dados.** Disponível em:< www.worldwatch.org.br>
- (2) **VAN WYLEN, SONNTAG, BORGNAKKE** – Fundamentos da Termodinâmica – Editora Edgar Blucher (6ª Edição)
- (3) **Base de dados.** Disponível em:
<http://www.comgas.com.br/conheca_gasnatural/conheca/composicao.asp>
- (4) **Base de dados.** Disponível em: http://www.slimfilms.com/portfolio_page.html
- (5) **ÇENGEL, Yunus. A.;BOLES Michael A.,** Thermodynamics – An engineering approach – Ed. McGraw Hill, 2008 (5ª Edição)
- (6) **COHEN,H.;ROGERS, GFC; SARAVANAMUTTO, HIH** – Gas Turbine Theory – Longman Group Limited. (4ª Edição).
- (7) **SOARES, Claire P.E.,** Microturbines – Applications for distributed energy systems. Elsevier (1ª Edição).
- (8) **LEE, J.F.,** Theory and Design of Steam and Gas Turbines. MacGraw-Hill, 1954.
- (9) **MARTINELLI JÚNIOR, Luiz Carlos,** Introdução às Máquinas Térmicas– Turbinas a Vapor e a Gás. [S.I.:s.n]
- (10) **ASM International Handbook Committee,** ASM Handbook, Vol. ,1 Properties and Selection: Irons, Steels, and High- Performance Alloys. 2005. (10ª Edição)