

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 10 kW

Felipe Rodrigues Pires
Murilo Becegato de Carvalho

São Paulo
2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 10 kW

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

Felipe Rodrigues Pires
Murilo Becegato de Carvalho

Orientador: Prof. Eitaro Yamane

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

Pires, Felipe Rodrigues

**Projeto de uma microturbina a gás de 10 kW / F.R. Pires;
M.B. de Carvalho – São Paulo, 2014.**

58 p.

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

**1.Turbinas a gás 2.Gás natural 3.Geração de energia elétrica
I.Carvalho, Murilo Becegato de II.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica III.t.**

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o projeto de uma microturbina a gás de 10 kW. Esta microturbina tem como aplicação a geração de energia elétrica para pequenos comércios utilizando o gás natural como combustível. O foco é o estudo termodinâmico do ciclo e o projeto do rotor da turbina. Dentro disso, serão analisados o rendimento e o trabalho líquido do ciclo, e as características construtivas (geometria e dimensões) das palhetas da turbina.

ABSTRACT

This study presents the design of a 10 kW gas microturbine. This microturbine's application is the generation of electric power in small commercial centers using natural gas as fuel. The focus of this study is the thermodynamics analysis of the cycle and turbine rotor design. The efficiency and the net work of the cycle will be analyzed, as well as the technical characteristics (geometry and dimensions) of the turbine's blades.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vista em corte de uma microturbina [1].....	2
Figura 2 - Exemplo de bocal de turbina radial [2]	3
Figura 3 - Exemplo de rotor de turbina radial [2]	3
Figura 4 - Exemplo de rotor de turbina axial [4]	4
Figura 5 - Esquema de turbina de ação [3]	5
Figura 6 - Esquema de turbina de reação [3]	5
Figura 7 - Ciclo Brayton fechado sem regenerador	6
Figura 8 - Ciclo Brayton fechado com regenerador	7
Figura 9 - Diagrama P x V do ciclo Brayton ideal sem regeneração [7]	7
Figura 10 - Diagrama T x s do ciclo Brayton ideal sem regeneração [7]	7
Figura 11 - Curvas do ciclo ideal sem regeneração	10
Figura 12 - Diagrama T x s do ciclo ideal com regeneração [7].....	11
Figura 13 - Curvas do ciclo ideal com regeneração	12
Figura 14 - Diagrama T x s para ciclo Brayton real sem regeneração [8]	13
Figura 15 - Curvas do ciclo real sem regeneração	16
Figura 16 - Diagrama T x s para ciclo Brayton real com regeneração [8]	17
Figura 17 - Curvas do ciclo real com regeneração.....	19
Figura 18 - Comparação do ciclo real com e sem regeneração.....	20
Figura 19 - Representação do layout da microturbina [9].....	30
Figura 20 - Triângulo de Velocidades [12]	32
Figura 21 - Eficiência de estágios de ação e reação em função de V_B/V_C [12]	35
Figura 22 - Parâmetros do perfil da palheta [10]	42
Figura 23 - Valores ótimos para o parâmetro passo/corda [10]	45
Figura 24 - Vistas frontal e lateral da representação em CAD	46
Figura 25 - Vista isométrica da representação em CAD	47
Figura 26 - Sistema de absorção Água- Amônia [14].....	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do gás natural [6]	22
Tabela 2 - Composição simplificada do gás natural	23
Tabela 3 - Massas moleculares dos reagentes da combustão.....	24
Tabela 4 - Fração mássica dos produtos da combustão sem excesso de ar.....	25
Tabela 5 - Entalpia dos gases de combustão sem excesso de ar	25
Tabela 6 - Fração mássica dos produtos da combustão com excesso de ar de 10% ..	28
Tabela 7 - Entalpia dos gases de combustão com excesso de ar de 10%	28
Tabela 8 - Estados termodinâmicos nas seções "0" e "2"	32
Tabela 9 - Propriedades dos gases	33
Tabela 10 - Estados termodinâmicos nas seções "0", "1" e "2"	34
Tabela 11 - Valores de V_{1R} em função dos ângulos Alfa e Beta	37
Tabela 12 - Valores do Número de Mach em função dos ângulos Alfa e Beta	38
Tabela 13 - Valores de V_{2R} em função dos ângulos Gama e Delta.....	39
Tabela 14 - Valores do Número de Mach em função dos ângulos Gama e Delta	39
Tabela 15 - Valores da eficiência em função dos ângulos Gama e Delta	40
Tabela 16 - Valores obtidos para o triângulo de velocidades	42
Tabela 17 - Altura da palheta para seções 1 e 2	44
Tabela 18 - Parâmetros para raiz e topo da palheta	45
Tabela 19 - Velocidade relativa na entrada para a raiz da palheta em função de Alfa e Beta	54
Tabela 20 - Número de Mach na entrada para a raiz da palheta em função de Alfa e Beta	54
Tabela 21 - Velocidade relativa na saída para a raiz da palheta em função de Gama e Delta	55
Tabela 22 - Número de Mach na saída para a raiz da palheta em função de Gama e Delta	55
Tabela 23 - Eficiência para a raiz da palheta em função de Gama e Delta.....	55
Tabela 24 - Velocidade relativa na entrada para o topo da palheta em função de Alfa e Beta	56

Tabela 25 - Número de Mach na entrada para o topo da palheta em função de Alfa e Beta	57
Tabela 26 - Velocidade relativa na saída para o topo da palheta em função de Gama e Delta	57
Tabela 27 - Número de Mach na saída para o topo da palheta em função de Gama e Delta	57
Tabela 28 - Eficiência para o topo da palheta em função de Gama e Delta	58

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	2
3. CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS	3
3.1. Turbinas radiais	3
3.2. Turbinas axiais	4
3.2.1. Turbinas de ação	4
3.2.2. Turbinas de reação	5
4. ANÁLISE DO CICLO TERMODINÂMICO	6
4.1. Ciclo Brayton ideal sem regeneração	7
4.2. Ciclo Brayton ideal com regeneração	10
4.3. Ciclo Brayton real sem regeneração	13
4.4. Ciclo Brayton real com regeneração	16
4.5. Comparação entre ciclos com e sem regenerador	20
5. COMBUSTÃO	22
5.1. Combustível	22
5.2. Análise do ciclo termodinâmico com combustão	22
5.2.1. Equacionamento sem excesso de ar	23
5.2.2. Equacionamento com excesso de ar	26
6. LAYOUT	30
7. DIMENSIONAMENTO DA TURBINA	31
7.1. Definição do tipo de turbina	31
7.2. Triângulo de velocidades	31
7.3. Estados termodinâmicos na turbina	32

7.3.1. Cálculos dos parâmetros do triângulo de velocidade	35
7.4. Dimensionamento das palhetas	42
7.4.1. Cálculo das áreas das seções	43
7.4.2. Cálculo da altura.....	43
7.4.3. Cálculo da corda	44
7.4.4. Cálculo do passo.....	44
7.4.5. Raiz e topo da palheta.....	45
7.5. Representação em CAD	46
8. MATERIAIS.....	48
9. COGERAÇÃO.....	49
10. CONCLUSÕES	52
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	53
APÊNDICE A – Cálculos relacionados ao topo e raiz da palheta.....	54

1. INTRODUÇÃO

O mundo está passando por uma mudança no mercado de energia elétrica, devido à desregulamentação na geração e o aumento significativo na demanda por usinas de maior eficiência, operabilidade e de baixas emissões. Tem-se, portanto, uma alteração no modo de se gerar energia elétrica, não apenas no Brasil como em todo o mundo, com novas e emergentes tecnologias de geração de energia elétrica e a crescente dificuldade de investimentos no setor elétrico.

Neste panorama temos uma substituição da geração centralizada em grandes usinas e transmissão através de longas linhas para as pequenas unidades geradoras ligadas ao sistema de distribuição, sendo estas localizadas perto dos consumidores. Esta forma estratégica de se instalar pequenas unidades geradoras é conhecida por Geração Distribuída (GD), tendo como principais vantagens a redução de perdas no transporte, um maior aproveitamento da energia gerada através da cogeração e o aproveitamento das diversas fontes de energia disponíveis no local de consumo.

A Geração Distribuída abrange diferentes tipos de tecnologias, como geração fotovoltaica, geração eólica, geração por célula combustível, geração através de pequenas centrais hidrelétricas (PCH) e nos últimos anos a geração de pequenas potências através de um sistema turbina-gerador-acessórios denominado microturbina.

A microturbina é uma das mais promissoras tecnologias de GD, apresentando diversas inovações tecnológicas em relação às turbinas aeroespaciais e automotivas, como o uso de mancais a ar, de ligas metálicas e cerâmicas resistentes a altas temperaturas e de componentes eletrônicos de alta potência.

2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

As microturbinas a gás são compostas, essencialmente, por um compressor de ar, uma câmara de combustão e uma turbina. Há variações de microturbinas que adicionam um regenerador para o pré-aquecimento de ar que entrará na câmara de combustão, assim como a utilização de mais turbinas.

O funcionamento é baseado na entrada de ar pelo compressor. O ar é sugado e pressurizado, e conduzido à câmara de combustão para que ocorra a mistura com o combustível pulverizado, podendo passar neste trajeto por um trocador de calor. Após ocorrer a mistura, dá-se a ignição por meio de uma faísca, dando início a combustão que gera gases quentes que são levados à turbina propriamente dita.

Os gases sofrem um processo de expansão nos bocais da turbina, o que causa queda de entalpia e aumento de sua velocidade, e são direcionados para as palhetas do rotor. O contato com as palhetas gera o movimento da pá e, conseqüentemente, potência de eixo. Parte da potência gerada é utilizada para movimentar o eixo do compressor, e o restante é o trabalho líquido do ciclo.

Os gases quentes que saem da turbina são expelidos para a atmosfera, podendo passar pelo regenerador, caso haja tal equipamento na microturbina. O regenerador serve para aquecer o ar de entrada, o que pode aumentar a eficiência do equipamento.

A Figura 1 apresenta uma vista em corte para visualização dos equipamentos da microturbina.

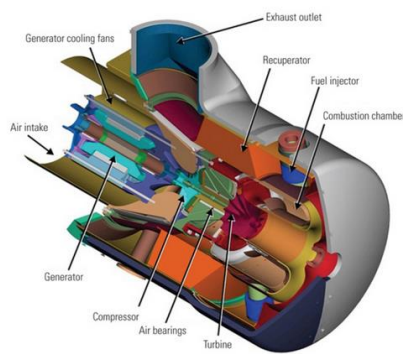


Figura 1 - Vista em corte de uma microturbina [1]

3. CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS

As turbinas são classificadas de acordo com a direção do fluxo de ar. Podem ser classificadas como radiais ou axiais.

3.1. Turbinas radiais

A turbina radial é composta por um anel estacionário de palhetas, também chamado de bocal (Figura 2), que direciona os gases quentes da câmara de combustão ao rotor da turbina, e por um rotor, que transforma a energia contida no gás em trabalho de eixo. As palhetas direcionam os gases tangencialmente ao rotor na direção da rotação. O rotor (Figura 3) é feito normalmente de ligas especiais, pois deve suportar temperaturas muito elevadas, gases corrosivos e altos esforços rotacionais.



Figura 2 - Exemplo de bocal de turbina radial [2]



Figura 3 - Exemplo de rotor de turbina radial [2]

A maior vantagem das turbinas radiais é a sua capacidade de gerar trabalho. Um único estágio de turbina radial pode gerar a mesma quantidade de trabalho que dois ou mais estágios de turbina axial. Outra vantagem é seu baixo custo. [3]

3.2. Turbinas axiais

As turbinas axiais são as mais utilizadas em turbinas a gás. Podem ser classificadas em dois tipos: ação e reação



Figura 4 - Exemplo de rotor de turbina axial [4]

3.2.1. Turbinas de ação

A turbina de ação é o tipo mais simples de turbina. Ela consiste em um grupo de bocais seguido por uma fileira de lâminas. O gás se expande no bocal, transformando a energia térmica em cinética. O gás em alta velocidade atinge as lâminas, transformando a energia cinética em trabalho de eixo.

O esquema da turbina de ação está apresentado na Figura 5.

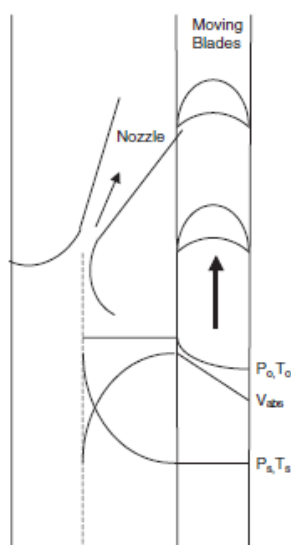


Figura 5 - Esquema de turbina de ação [3]

3.2.2. Turbinas de reação

As turbinas de reação são mais frequentemente usadas. Nesse tipo de turbina, tanto o bocal como as lâminas atuam como bocal de expansão, havendo queda de pressão. Nas turbinas de reação, as velocidades são geralmente mais baixas.

O esquema da turbina de reação está apresentado na Figura 6.

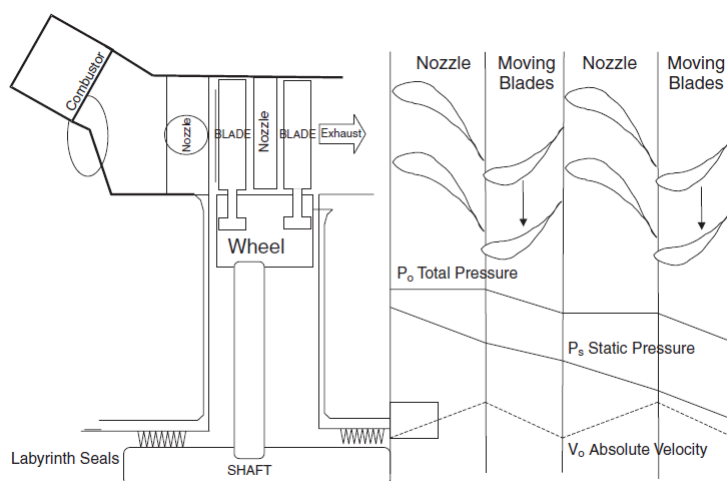


Figura 6 - Esquema de turbina de reação [3]

4. ANÁLISE DO CICLO TERMODINÂMICO

O ciclo de potência será tratado inicialmente como um ciclo Brayton ideal, sendo posteriormente tratado como um ciclo Brayton real. Em cada caso serão avaliadas as variações do ciclo quando utilizado um regenerador. Para realizar as análises que envolvem o ciclo da microturbina serão consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Tratamento de ciclo padrão a ar, ou seja, o fluido de trabalho será considerado como ar, apresentando calor específico à pressão constante (c_p) constante e o processo de combustão será substituído por uma transferência de calor a pressão constante por uma fonte externa;
- Regime permanente;
- A variação de energia cinética será considerada desprezível;
- A variação de energia potencial gravitacional será considerada desprezível;
- O ar será tratado como gás perfeito.

Neste trabalho será avaliado o ciclo Brayton fechado, sendo que para isso é considerado que haverá uma rejeição de calor em pressão constante após a saída da turbina para que o ar volte para as condições de entrada e complete o ciclo.

Na Figura 7 e na Figura 8 estão representados os ciclos que serão tratados neste trabalho.

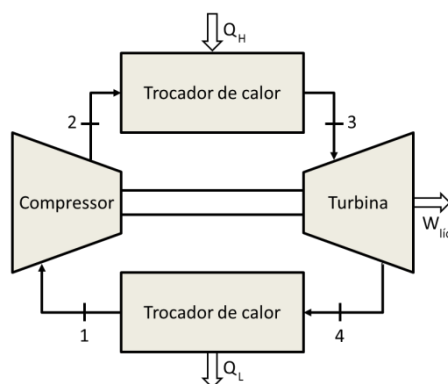


Figura 7 - Ciclo Brayton fechado sem regenerador

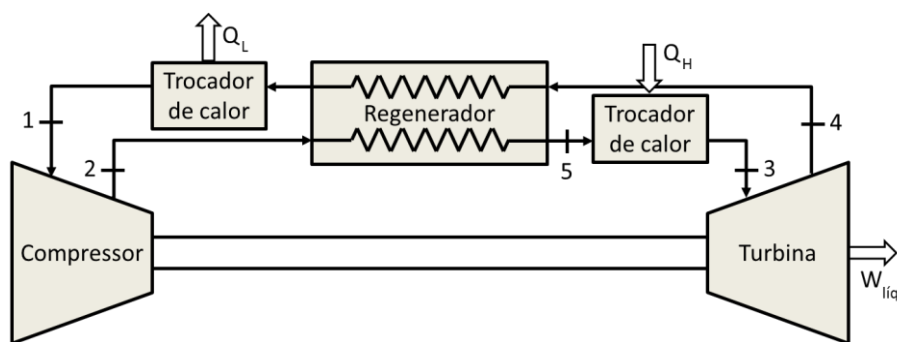


Figura 8 - Ciclo Brayton fechado com regenerador

4.1. Ciclo Brayton ideal sem regeneração

A Figura 9 e a Figura 10 apresentam, respectivamente, os diagramas de $P \times V$ e $T \times s$ do ciclo Brayton ideal sem regeneração.

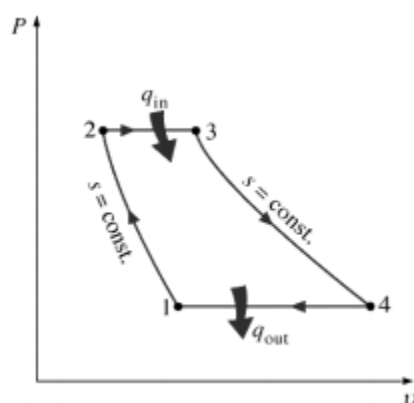


Figura 9 - Diagrama $P \times V$ do ciclo Brayton ideal sem regeneração [7]

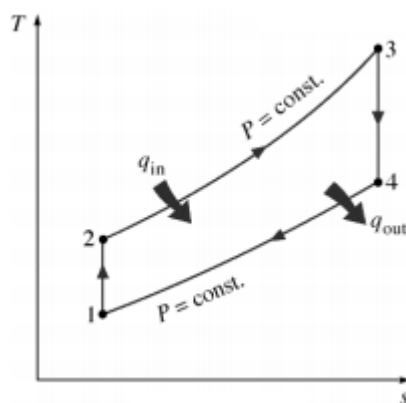


Figura 10 - Diagrama $T \times s$ do ciclo Brayton ideal sem regeneração [7]

Podem-se considerar, para realizar a análise do ciclo termodinâmico, os seguintes processos:

- 1-2: Processo de compressão isentrópica;
- 2-3: Processo de fornecimento de calor a pressão constante;
- 3-4: Processo de expansão isentrópico;
- 4-1: Processo de rejeição de calor a pressão constante.

A partir da 1ª Lei da Termodinâmica, aplicada a cada um dos processos descritos anteriormente, e aplicando as hipóteses simplificadoras já citadas, tem-se:

Para o compressor, sendo considerado como adiabático, o trabalho consumido por unidade de massa é dado por:

$$w_c = -c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

Para a turbina, sendo considerada como adiabática, o trabalho fornecido por unidade de massa é dado por:

$$w_t = c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (2)$$

Para o processo de fornecimento de calor, a quantidade de calor por unidade de massa é dada por:

$$q_h = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (3)$$

Dado que o trabalho que é aproveitado no ciclo, trabalho líquido, é resultado da soma do trabalho consumido pelo compressor e do trabalho fornecido pela turbina, tem-se:

$$w_{líq} = w_t - w_c = c_p \cdot ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) \quad (4)$$

É interessante introduzir algumas relações isentrópicas para a compressão e expansão, sendo considerados calores específicos constantes:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (7)$$

Pode-se obter, a partir das equações 4, 5 e 6 uma equação para o trabalho líquido em função dos parâmetros de projeto (razão de pressão, temperatura de entrada no compressor e temperatura de entrada na turbina):

$$w_{liq} = w_t - w_c = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right) \right) \quad (8)$$

Outro dado interessante de ser avaliado é o rendimento térmico do ciclo, dado por:

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (9)$$

Novamente, é interessante avaliar o rendimento térmico do ciclo variando de acordo com os parâmetros de projeto, tornando necessário obter uma nova relação, sendo que para obtenção da mesma utilizaremos a equação 7:

$$\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \frac{T_1}{T_2} \quad (10)$$

Utilizando a equação 5, 9 e 10, tem-se:

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{1}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (11)$$

A partir das equações 8 e 11 é possível obter a Figura 11, que apresenta o gráfico de rendimento e trabalho líquido para caso ideal sem regeneração em função da razão de pressão, sendo necessário considerar a temperatura de entrada (T_1) e a temperatura máxima do ciclo (T_3). Para a temperatura de entrada será adotado 25°C e para a temperatura máxima do ciclo será adotado 700°C, temperatura máxima adequada para os materiais de turbinas:

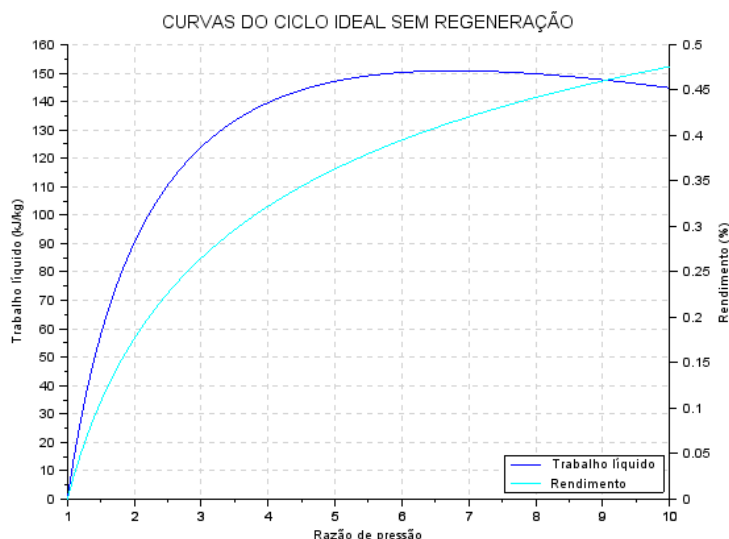


Figura 11 - Curvas do ciclo ideal sem regeneração

Pode-se observar da Figura 11 que o rendimento é proporcional ao aumento da razão de pressão, no entanto um aumento da razão de pressão provoca um aumento na temperatura dos gases de saída do compressor (T_2), levando a um aumento na temperatura dos gases de entrada na turbina (T_3). Estas temperaturas acabam sendo limitadas pelo material aplicado na construção das paletas dos rotores da turbina. Pode-se observar também que o trabalho líquido tem um ponto de máximo. Para obter o menor consumo para a microturbina, é definido o ponto de trabalho como sendo o de máximo rendimento, 47,6 %, para uma razão de pressão igual a 10, apresentando um trabalho líquido de 144,8 kJ/kg. Nesse caso, é avaliado o ciclo com razão de pressão até 10.

4.2. Ciclo Brayton ideal com regeneração

Neste ciclo será considerado que haverá uma troca de calor dos gases provenientes da turbina com o ar que entra no compressor. O ar pode ser aquecido até atingir, no máximo, a temperatura de saída da turbina.

A Figura 12 apresenta o diagrama $T \times s$ do ciclo Brayton ideal com regeneração.

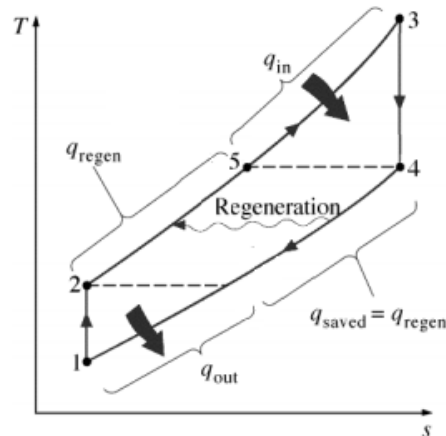


Figura 12 - Diagrama T x s do ciclo ideal com regeneração [7]

Podem-se considerar, para realizar a análise do ciclo termodinâmico, os seguintes processos:

- 1-2: Processo de compressão isoentrópica;
- 2-5: Processo de transferência de calor sem perdas a pressão constante no regenerador;
- 5-3: Processo de fornecimento de calor a pressão constante;
- 3-4: Processo de expansão isoentrópica;
- 4-1: Processo de rejeição de calor a pressão constante.

Inicialmente pode-se observar na Figura 12 que o uso do regenerador se restringe ao caso de $T_2 < T_4$, e pode-se também notar que o regenerador não alterará o equacionamento do trabalho consumido pelo compressor e do trabalho fornecido pela turbina, resultando em um trabalho líquido igual ao do ciclo Brayton ideal sem regeneração, representado na equação 8.

Para o cálculo do calor fornecido ao ciclo pela fonte externa, é observado que não há necessidade de elevar a temperatura de T_2 a T_3 . Com o uso do regenerador, a fonte externa elevará a temperatura de T_5 a T_3 , sendo obtido da 1ª Lei da Termodinâmica o calor fornecido por unidade de massa:

$$q_h = c_p \cdot (T_3 - T_5) = c_p \cdot (T_3 - T_4) = c_p \cdot \left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (12)$$

Com isso, pode-se desenvolver o equacionamento do rendimento térmico do ciclo Brayton com regeneração em função dos parâmetros de projeto, a partir das equações 8 e 12:

$$\eta_{térmico} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (13)$$

Como realizado anteriormente para o caso ideal sem regeneração, a Figura 13, obtida a partir das equações 8 e 13, apresenta o gráfico de rendimento e trabalho líquido para caso ideal com regeneração em função da razão de pressão, considerando a temperatura de entrada (T_1) de 25°C e a temperatura máxima do ciclo (T_3) de 700°C.

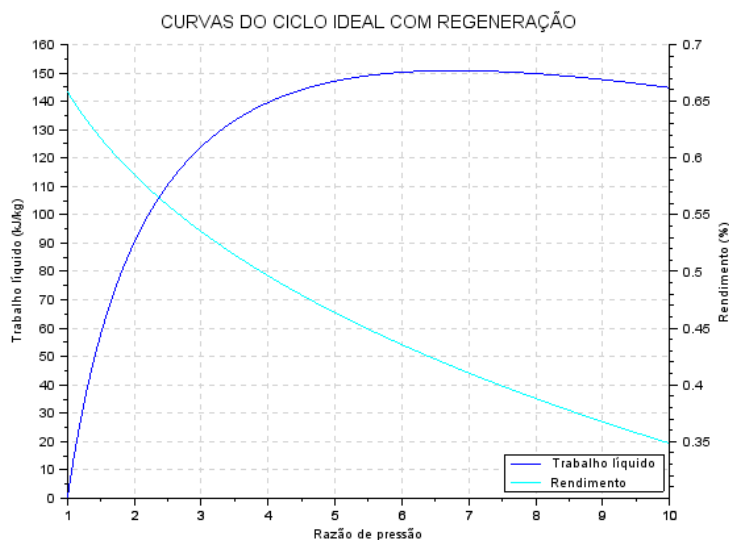


Figura 13 - Curvas do ciclo ideal com regeneração

Pode-se observar da Figura 13 que o ponto de máximo rendimento é de, para uma razão de pressão 1, não apresentando trabalho líquido, o que não é interessante avaliar. Portanto, neste caso será adotado um ponto de trabalho cujo rendimento será igual ao do ciclo ideal sem regeneração, no valor de 47,6 %, apresentando um trabalho líquido de 144,8 kJ/kg, para uma razão de pressão de 4,6. Observando também a curva de rendimento é possível identificar um comportamento inversamente proporcional ao aumento da razão de pressão. Nota-se que, quanto menor a razão de pressão, menor será o valor da temperatura de saída do compressor (T_2), e maior será a temperatura de saída da turbina (T_4). Com isso, ao visualizar a Figura 12, evidencia-se que o calor

regenerado será maior e o calor fornecido será menor, o que corrobora com a queda de rendimento ao aumentar a razão de pressão.

É possível também avaliar se o ponto de trabalho satisfaz a condição de $T_2 < T_4$. Para averiguar tal condição utilizam-se as equações 5 e 6, obtendo T_2 e T_4 em função dos parâmetros de projeto (T_1 e T_3) e da razão de pressão. Desenvolvendo, obtém-se a seguinte condição:

$$r_p < \sqrt[2\frac{k-1}{k}]{\frac{T_3}{T_1}} \quad (14)$$

Para as condições de $T_1 = 298 \text{ K}$ (25°C), $T_3 = 973 \text{ K}$ (700°C) e coeficiente isentrópico para o ar ($k = 1,4$), obtém-se a condição de que $r_p < 7,93$ e com isso é possível observar que o ponto de trabalho satisfaz tal condição.

4.3. Ciclo Brayton real sem regeneração

No ciclo Brayton real sem regeneração serão consideradas as perdas ocorridas no compressor, na câmara de combustão e na turbina, sendo avaliado o ciclo sem o regenerador. Na Figura 14 temos a comparação do ciclo Brayton real e do ciclo Brayton ideal no diagrama $T \times s$, ambos sem regeneração.

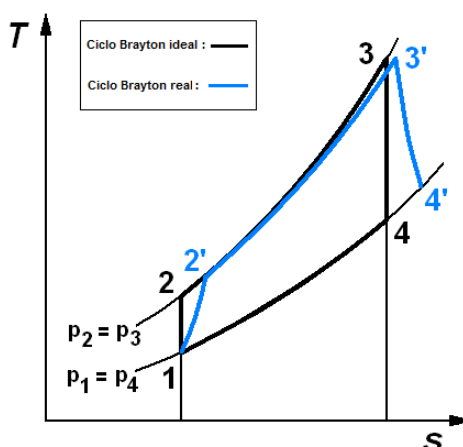


Figura 14 - Diagrama $T \times s$ para ciclo Brayton real sem regeneração [8]

Para o ciclo Brayton real sem regenerador podemos considerar, para realizar a análise do ciclo termodinâmico, os seguintes processos:

- 1-2': Processo de compressão, com rendimento isentrópico do compressor η_c ;
- 2'-3': Processo de fornecimento de calor, com rendimento equivalente ao do processo de combustão η_h ;
- 3'-4': Processo de expansão, com rendimento isentrópico da turbina η_t ;
- 4'-1: Processo de rejeição de calor a pressão constante.

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica a cada um dos processos descritos anteriormente, sendo consideradas as hipóteses simplificadoras, tem-se:

Para o compressor, sendo considerado como adiabático, o trabalho consumido por unidade de massa é dado por:

$$w_c = c_p \cdot (T_{2'} - T_1) = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_c} \quad (15)$$

Para a turbina, sendo considerada como adiabática, o trabalho fornecido por unidade de massa é dado por:

$$w_t = c_p \cdot (T_{3'} - T_{4'}) = c_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_t \quad (16)$$

Para o processo de fornecimento de calor, a quantidade de calor por unidade de massa é dada por:

$$q_h = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_{2'})}{\eta_h} \quad (17)$$

É possível, a partir do rendimento isentrópico do compressor na equação 15 e da relação isentrópica da equação 5, obter o valor de T_2 em função dos parâmetros de projeto:

$$T_{2'} = \frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} + T_1 \quad (18)$$

Com isso obtém-se das equações 17 e 18:

$$q_h = \frac{c_p \cdot \left(T_3 - \left(\frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} + T_1 \right) \right)}{\eta_h} \quad (19)$$

Pode-se equacionar o trabalho que é aproveitado no ciclo, trabalho líquido, por:

$$w_{líq} = w_t - w_c = c_p \cdot \left((T_3 - T_4) \cdot \eta_t - \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_c} \right) \quad (20)$$

Utilizando as equações 5, 6 e 18, pode-se obter o trabalho líquido em função dos parâmetros de projeto:

$$w_{líq} = c_p \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t - \frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} \right) \quad (21)$$

A partir do calor fornecido ao ciclo e do trabalho líquido e das equações 19 e 21, obtém-se o rendimento térmico do ciclo:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{líq}}{q_h} = \frac{\left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t - \frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c}}{\frac{T_3 - \left(\frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} + T_1 \right)}{\eta_h}} \quad (22)$$

É interessante avaliar o comportamento do ciclo real sem regeneração, apresentado na Figura 15, obtida a partir das equações 21 e 22, que apresenta o gráfico de rendimento e trabalho líquido em função da razão de pressão, considerando a temperatura de entrada (T_1) de 25°C, a temperatura máxima do ciclo (T_3) de 700°C e rendimentos de 90% (η_c , η_t e η_h).

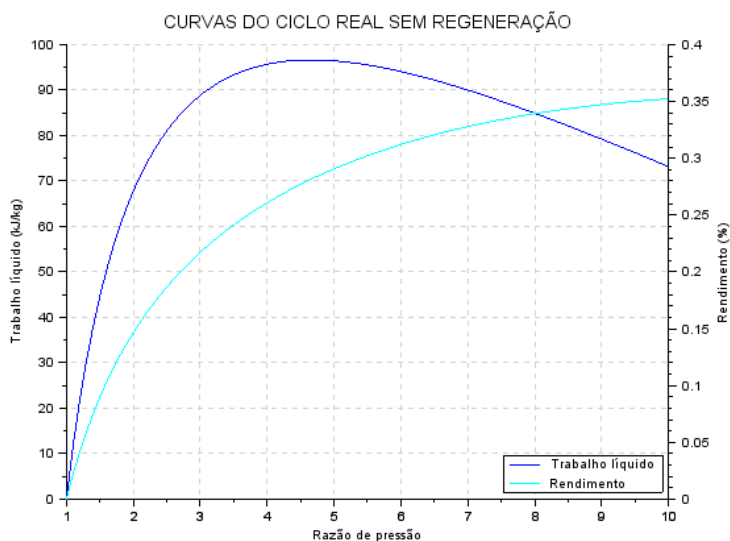


Figura 15 - Curvas do ciclo real sem regeneração

Pode-se observar da Figura 15 que o rendimento é proporcional ao aumento da razão de pressão e que o ponto de máximo rendimento, o ponto de trabalho, será 35,2%, para uma razão de pressão 10 e um trabalho líquido de 73,2 kJ/kg.

4.4. Ciclo Brayton real com regeneração

No ciclo Brayton real com regeneração serão consideradas as perdas ocorridas no compressor, na câmara de combustão, na turbina e no regenerador. Na Figura 16 temos a comparação entre o ciclo Brayton real e o ideal no diagrama $T \times s$, ambos com regeneração.

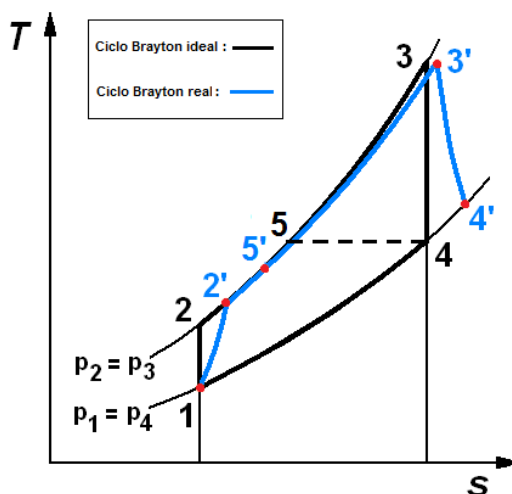


Figura 16 - Diagrama T x s para ciclo Brayton real com regeneração [8]

Para o ciclo Brayton real com regenerador podem-se considerar, para realizar a análise do ciclo termodinâmico, os seguintes processos:

- 1-2': Processo de compressão, com rendimento isentrópico do compressor η_c ;
- 2'-5': Processo de transferência de calor com perdas a pressão constante no regenerador;
- 5'-3': Processo de fornecimento de calor, com rendimento equivalente ao do processo de combustão η_h ;
- 3'-4': Processo de expansão, com rendimento isentrópico da turbina η_t ;
- 4'-1: Processo de rejeição de calor a pressão constante.

Pode-se notar novamente que o regenerador não alterará o equacionamento do trabalho consumido pelo compressor e do trabalho fornecido pela turbina resultando em um trabalho líquido igual ao do ciclo Brayton real sem regeneração, representado na equação 21.

Para o cálculo do calor fornecido ao ciclo pela fonte externa é observado que a temperatura será elevada de T_5 , a T_3 . Dado que será necessário obter a temperatura T_5 , em função dos parâmetros de projeto, será utilizado o conceito de efetividade do trocador de calor (ϵ), caracterizada por ser a razão do calor efetivamente trocado pela máxima troca de calor possível:

$$\varepsilon = \frac{q_{efet}}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{c_p \cdot (T_{5'} - T_{2'})}{c_p \cdot (T_{4'} - T_{2'})} \quad (23)$$

$$T_{5'} = (T_{4'} - T_{2'}) \cdot \varepsilon + T_{2'} \quad (24)$$

Pode-se, a partir do rendimento isoentrópico da turbina na equação 16 e da relação isoentrópica da equação 6, obter o valor de $T_{4'}$ em função dos parâmetros de projeto:

$$T_{4'} = T_3 - \left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t \quad (25)$$

Utilizando as equações 18, 24 e 25, obtém-se:

$$T_{5'} = \varepsilon \cdot \left(T_3 - \left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t \right) + (1 - \varepsilon) \cdot \left(\frac{(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1)}{\eta_c} + T_1 \right) \quad (26)$$

A partir da 1ª Lei da Termodinâmica, o calor fornecido por unidade de massa é dado por:

$$q_h = \frac{c_p}{\eta_h} \cdot \left(T_3 - \left(\varepsilon \cdot \left(T_3 - \left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t \right) + (1 - \varepsilon) \cdot \left(\frac{(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1)}{\eta_c} + T_1 \right) \right) \right) \quad (27)$$

A partir do calor fornecido ao ciclo e do trabalho líquido, equações 21 e 27 respectivamente, obtém-se o rendimento térmico do ciclo:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_h}$$

$$= \frac{\eta_h \cdot \left(\left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t - \frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} \right)}{T_3 - \left(\varepsilon \cdot \left(T_3 - \left(T_3 - \frac{T_3}{(r_p)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_t \right) + (1 - \varepsilon) \cdot \left(\frac{\left(T_1 \cdot (r_p)^{\frac{k-1}{k}} - T_1 \right)}{\eta_c} + T_1 \right) \right)} \quad (28)$$

A Figura 17, obtida a partir das equações 21 e 28, apresenta o gráfico de rendimento e trabalho líquido em função da razão de pressão, considerando a temperatura de entrada (T_1) de 25°C, a temperatura máxima do ciclo (T_3) de 700°C, rendimentos de 90% (η_c , η_t e η_h) e efetividade do trocador de calor de 90% (ε).

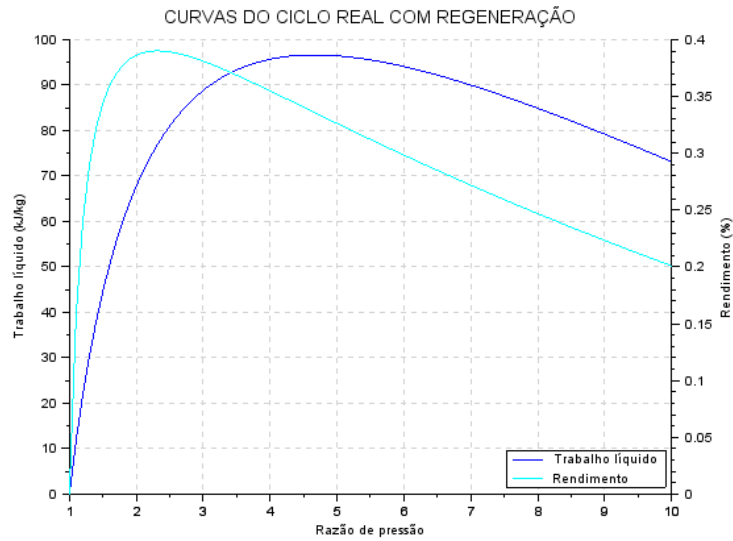


Figura 17 - Curvas do ciclo real com regeneração

Pode-se observar da Figura 17 que o ponto máximo rendimento é 39,0%, para uma razão de pressão 2,3, apresentando o trabalho líquido de 76,6 kJ/kg.

Para o caso ideal o uso de regenerador se restringe com a condição de $T_2 < T_4$, no entanto para o caso real a condição será dada para $T_2' < T_4'$. Para averiguar tal condição utiliza-se as equações 18 e 25, obtendo T_2' e T_4' em função dos parâmetros

de projeto (T_1 e T_3), dos rendimentos do compressor e da turbina (η_c, η_t) e da razão de pressão. Ao desenvolver, obtém-se a seguinte condição:

$$r_p^{\frac{k-1}{k}} - \frac{a}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} < b - a \quad (29)$$

$$a = \frac{\eta_c \cdot \eta_t \cdot T_3}{T_1} \quad (30)$$

$$b = \frac{\eta_c \cdot (T_3 - T_1)}{T_1} + 1 \quad (31)$$

Para as condições de $T_1 = 298\text{K}$ (25°C), $T_3 = 973\text{K}$ (700°C), coeficiente isentrópico para o ar ($k = 1,4$) e rendimentos de 90% para o compressor e turbina, obtém-se a condição de que $r_p < 8,37$ e com isso é possível observar que o ponto de trabalho satisfaz tal condição.

4.5. Comparação entre ciclos com e sem regenerador

É interessante avaliar o uso do regenerador na microturbina, para isso será utilizado a Figura 18 para comparar o rendimento, não sendo necessário avaliar o trabalho líquido, dado que ambos apresentam mesmo comportamento, expressado na equação 20.

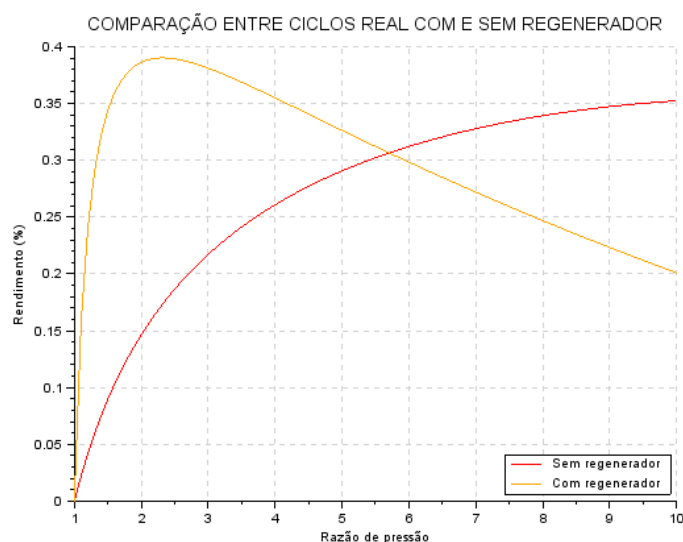


Figura 18 - Comparação do ciclo real com e sem regeneração

Pode-se observar da Figura 18 que para razões de pressão inferiores a 5,7 o uso do regenerador levará ao aumento do rendimento, no entanto para valores superiores o uso do regenerador não será favorável ao comportamento da microturbina. Tal fenômeno é explicado dado que ao não se utilizar o regenerador, quando se aumenta a razão de pressão diminui-se o calor que deve ser fornecido, no entanto quando se utiliza o regenerador para razões de pressão superiores a 2,3, o calor regenerado diminui, aumentando o calor a ser fornecido pela câmara de combustão.

Para definir se será utilizado o regenerador é necessário avaliar qual configuração apresentará maior rendimento em seu ponto de trabalho. Avaliando as curvas apresentadas na Figura 18, tem-se que a configuração que utiliza o regenerador apresenta maior rendimento, dentro do intervalo de razão de pressão considerado, sendo, portanto, adotado para o layout da microturbina.

5. COMBUSTÃO

5.1. Combustível

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves que, à temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso. É inodoro e incolor, e é mais leve que o ar. É uma fonte fóssil de energia limpa, encontrada em reservatórios frequentemente acompanhada de petróleo. As reservas de gás natural são muito grandes e estão distribuídas por todos os continentes. [5]

As vantagens de sua utilização incluem:

Impacto ambiental reduzido: A queima do gás natural produz uma combustão limpa, o que ajuda na diminuição da poluição atmosférica. Como é um combustível fóssil, contribui para a diminuição do desmatamento;

Facilidade de transporte: Não há necessidade de armazenamento, pois o transporte é feito através de gasodutos. A rede de distribuição de gás natural vem aumentando consideravelmente, o que facilita o acesso ao combustível.

O gás natural é composto por:

Tabela 1 - Composição do gás natural [6]

ELEMENTO	UNIDADE	VALOR
Oxigênio – O ₂	% mol/mol	0,000
Nitrogênio - N ₂	% mol/mol	0,594
Dióxido de Carbono -CO ₂	% mol/mol	1,616
Metano - C ₁ H ₄	% mol/mol	88,683
Etano - C ₂ H ₆	% mol/mol	5,844
Propano - C ₃ H ₈	% mol/mol	2,339
Iso Butano -C ₄ H ₁₀	% mol/mol	0,328
Normal Butano - C ₄ H ₁₀	% mol/mol	0,443
Iso Pentano - C ₅ H ₁₂	% mol/mol	0,076
Normal Pentano - C ₅ H ₁₂	% mol/mol	0,052
Hexano e superiores - C ₆ H ₁₄	% mol/mol	0,025

5.2. Análise do ciclo termodinâmico com combustão

Nas seções anteriores, foram adotadas as hipóteses de ciclo padrão Ar e ar considerado como gás perfeito. No entanto, para aproximar o ciclo para a situação de

funcionamento real, é preciso usar uma abordagem que considere o processo de combustão com a entrada de combustível e ar como gás não perfeito.

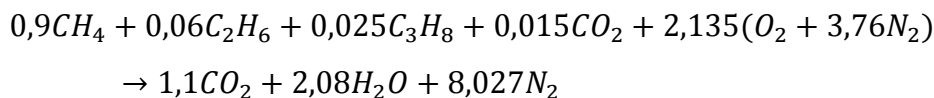
Como descrito na seção 5.1, a microturbina trabalhará com o combustível gás natural, sendo sua composição apresentada na Tabela 1, no entanto para analisar o processo de combustão será utilizada a Tabela 2, como composição simplificada.

Tabela 2 - Composição simplificada do gás natural

ELEMENTO	UNIDADE	VALOR
Dióxido de Carbono -CO₂	% mol/mol	1,5
Metano - CH₄	% mol/mol	90,0
Etano - C₂H₆	% mol/mol	6,0
Propano - C₃H₈	% mol/mol	2,5

5.2.1. Equacionamento sem excesso de ar

Para considerar a mistura ar/combustível na câmara de combustão deve-se analisar a reação química de combustão, sendo inicialmente obtida a reação estequiométrica de combustão de 1 kmol de gás natural apresentada a seguir:



Nota-se que foi considerado que há combustão completa, não havendo a formação de monóxido de carbono (CO) e carbono fuligem (C), havendo formação apenas de dióxido de carbono (CO₂) e água (H₂O).

É interessante obter a relação ar-combustível para a reação, sendo com isso obtido a quantidade de combustível que é injetado na câmara de combustão em relação à quantidade de ar que entra no compressor. A relação ar-combustível estequiométrica (RAC_e) é obtida a partir da proporção da quantidade de mol de ar e mol de combustível:

$$RAC_e = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \quad (32)$$

Da reação de combustão completa de gás natural sem excesso de ar, a RAC_e é:

$$RAC_e = \frac{2,135 \cdot (1 + 3,76)}{1} = 10,163 \text{ kmol de ar / kmol de GN}$$

É interessante obter a RAC_e em função das massas de ar e combustível. Para tanto, será utilizada a Tabela 3 com as massas moleculares dos gases em questão.

Tabela 3 - Massas moleculares dos reagentes da combustão

ELEMENTO	UNIDADE	VALOR
Dióxido de Carbono (CO₂)	kg/kmol	44,01
Metano (CH₄)	kg/kmol	16,04
Etano (C₂H₆)	kg/kmol	30,07
Propano (C₃H₈)	kg/kmol	44,097
Ar	kg/kmol	28,97

Com isso pode-se escrever a RAC_e em kg de ar/ kg de GN:

$$RAC_e = \frac{n_{ar} \cdot M_{ar}}{n_{comb} \cdot M_{comb}} \quad (33)$$

Sendo:

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

Tem-se:

$$M_{comb} = 0,9 \cdot 16,04 + 0,06 \cdot 30,07 + 0,025 \cdot 44,097 + 0,015 \cdot 44,01 = 18 \text{ kg/kmol}$$

$$RAC_e = 10,163 \cdot \frac{28,97}{18} = 16,354 \text{ kg ar/kg GN}$$

Com isso pode-se aplicar a 1ª Lei da Termodinâmica, como realizado na seção 4, para obter os valores dos trabalhos do compressor e da turbina em função da massa de combustível, sendo em sequência obtido o trabalho líquido.

Para o volume de controle que contém a seção de entrada e a seção de saída do compressor, sendo considerado como adiabático, há apenas passagem de ar, obtendo, portanto, o trabalho consumido:

$$-w_c = (h_{2'} - h_1) \quad (34)$$

Com a utilização do Software EES foram obtidas para as seções de entrada e saída do compressor as entalpias, $h_1 = 298,6 \text{ kJ/kg}$ e $h_{2'} = 388,2 \text{ kJ/kg}$, sendo portanto:

$$-w_c = 89,6 \text{ kJ/kg de ar}$$

Em função da massa de combustível temos:

$$-w_c = RAC_e \cdot (h_{2'} - h_1) = 1466 \text{ kJ/kg de GN}$$

Para o volume de controle que contém a seção de entrada e a seção de saída da turbina, sendo considerada como adiabática, há passagem dos gases de combustão, havendo então necessidade de aplicar a 1ª Lei da Termodinâmica com os produtos da reação de combustão e suas respectivas frações mássicas, apresentadas na Tabela 4:

Tabela 4 - Fração mássica dos produtos da combustão sem excesso de ar

Elemento	Fração molar		Massa Molecular (kg/kmol)	kg/kmol de mistura	Fração Mássica (c)
CO₂	1,1/11,207=0,098	X	44,01	4,313	4,313/27,721= 0,156
H₂O	2,08/11,207=0,186	X	18,015	3,351	3,351/27,721= 0,120
N₂	8,027/11,207=0,716	X	28,013	20,057	20,057/27,721= 0,724
				27,721	

$$w_t = \left| (c \cdot h)_{\text{CO}_2} + (c \cdot h)_{\text{H}_2\text{O}} + (c \cdot h)_{\text{N}_2} \right|_{T_3} - \left| (c \cdot h)_{\text{CO}_2} + (c \cdot h)_{\text{H}_2\text{O}} + (c \cdot h)_{\text{N}_2} \right|_{T_{4'}} \quad (35)$$

A Tabela 5 apresenta as entalpias dos gases na seção de entrada da turbina a uma temperatura T_3 e na seção de saída a uma temperatura $T_{4'}$, sendo necessário utilizar o Software EES:

Tabela 5 - Entalpia dos gases de combustão sem excesso de ar

Elemento	Unidade	Seção de entrada ($T_3=700^\circ\text{C}$)	Seção de saída ($T_{4'}=514,5^\circ\text{C}$)
CO₂	kJ/kg	725,7	503,9
H₂O	kJ/kg	3928	3517,9
N₂	kJ/kg	1045	832,9

$$w_t = 1341,0 - 1104,0 = 237 \text{ kJ/kg de gases da combustão}$$

Em função da massa de combustível tem-se:

$$w_t = (RAC_e + 1) \cdot 237 = 4112 \text{ kJ/kg de GN}$$

É possível obter o trabalho líquido do ciclo dado por:

$$w_{liq} = w_t - w_c = 2646 \text{ kJ/kg de GN}$$

A partir do trabalho líquido, é possível obter a vazão mássica de combustível, da equação 36, necessária para se obter uma potência de $\dot{W} = 10 \text{ kW}$.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{W}}{w_{liq}} \quad (36)$$

$$\dot{m}_{comb} = 3,8 \text{ g/s}$$

É interessante obter o rendimento térmico do ciclo, para isso é necessário encontrar primeiramente o calor fornecido no processo de combustão, aplicando um balanço de Energia no volume de controle da câmara de combustão, temos a equação 37:

$$\dot{m}_{ar} \cdot |h_{T_5}|_{ar} + \dot{m}_{comb} \cdot q_h = \dot{m}_{gases} \cdot |h_{T_3}|_{gases} \quad (37)$$

Temos, portanto, que o calor fornecido é dado por:

$$\begin{aligned} q_h &= \frac{\dot{m}_{gases} \cdot |h_{T_3}|_{gases} - \dot{m}_{ar} \cdot |h_{T_5}|_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = \\ &= \frac{(RAC_e + 1) \cdot |(c \cdot h)_{CO_2} + (c \cdot h)_{H_2O} + (c \cdot h)_{N_2}|_{T_3} - RAC_e \cdot |h_{T_5}|_{ar}}{\eta_h} \end{aligned} \quad (38)$$

Utilizando a Tabela 4 e a Tabela 5, o valor da RAC_e e o valor da entalpia para a seção de entrada da câmara de combustão, $|h_{T_5}|_{ar} = 1032 \text{ kJ/kg}$, temos:

$$q_h = 7096 \text{ kJ/kg de GN}$$

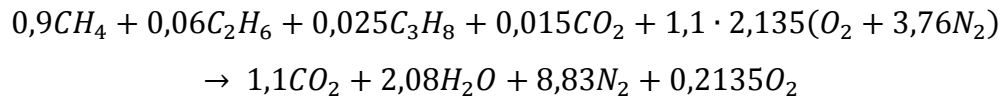
Com o trabalho líquido e o calor fornecido, ambos em função da massa de combustível, pode-se obter o rendimento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{liq}}{q_h} = \frac{2646}{7096} = 37,3\%$$

5.2.2. Equacionamento com excesso de ar

Foi realizado o estudo do ciclo considerando ar como gás não perfeito e a combustão sem excesso de ar, no entanto para que haja combustão completa em

microturbinas a gás é normalmente utilizado excesso de ar de 10%, sendo necessário utilizar a reação de combustão a seguir:



Nota-se que ao ter excesso de ar na câmara de combustão, haverá O_2 e maior quantidade de N_2 nos produtos e também que a relação ar/combustível não será a mesma que a encontrada anteriormente, pois para 1 kmol de combustível haverá maior quantidade de ar. Portanto a nova relação ar/combustível (RAC) da reação de combustão completa de gás natural com excesso de ar de 10% será:

$$RAC = \frac{(1 + \text{excesso}) * n_{ar}}{n_{comb}} \quad (39)$$

$$RAC = 1,1 * 10,163 = 11,179 \text{ kmol de ar / kmol de GN}$$

Utilizando novamente a equação 33, e observando que a massa molecular de ar e combustível não é alterada, tem-se:

$$RAC = 17,989 \text{ kg de ar / kg de GN}$$

Com isso pode-se aplicar a 1ª Lei da Termodinâmica e obter os trabalhos do compressor e da turbina em função da massa de combustível, sendo em sequência obtido o trabalho líquido.

Dado que para o compressor há passagem apenas de ar, sendo mantidas as temperaturas nas seções de entrada e saída do compressor, consideradas no cálculo para a condição de combustão sem excesso de ar, será obtido o mesmo trabalho específico consumido no compressor em função da massa de ar:

$$-w_c = 89,64 \text{ kJ / kg de ar}$$

Em função da massa de combustível tem-se:

$$-w_c = RAC \cdot 89,64 = 1613 \text{ kJ / kg de GN}$$

Para o volume de controle que contém a seção de entrada e a seção de saída da turbina, há passagem dos gases de combustão que não são iguais aos gases de

combustão da reação sem excesso de ar, havendo necessidade de obter as novas frações mássicas, apresentadas na Tabela 6:

Tabela 6 - Fração mássica dos produtos da combustão com excesso de ar de 10%

Elemento	Fração molar		Massa Molecular (kg/kmol)	kg/kmol de mistura	Fração mássica (c)
O₂	0,2135/12,224=0,017	X	32,00	0,544	0,544/27,821= 0,020
CO₂	1,1/12,224=0,090	X	44,01	3,961	3,961/27,821= 0,142
H₂O	2,08/12,224=0,170	X	18,015	3,063	3,063/27,821= 0,11
N₂	8,83/12,224=0,723	X	28,013	20,253	20,253/27,821= 0,728
				27,821	

$$w_t = \left| (c.h)_{O_2} + (c.h)_{CO_2} + (c.h)_{H_2O} + (c.h)_{N_2} \right|_{T_3} - \left| (c.h)_{O_2} + (c.h)_{CO_2} + (c.h)_{H_2O} + (c.h)_{N_2} \right|_{T_4} \quad (40)$$

A Tabela 7 apresenta as entalpias dos gases na seção de entrada da turbina a uma temperatura T_3 e na seção de saída a uma temperatura T_4 , sendo necessária a utilização do Software EES:

Tabela 7 - Entalpia dos gases de combustão com excesso de ar de 10%

Elemento	Unidade	Seção de entrada (T3=700°C)	Seção de saída (T4'=514,5°C)
O₂	kJ/kg	678,5	480,9
CO₂	kJ/kg	725,7	503,9
H₂O	kJ/kg	3928	3517,9
N₂	kJ/kg	1045	832,9

$$w_t = 215,2 \text{ kJ/kg de gases da combustão}$$

Em função da massa de combustível tem-se:

$$w_t = (RAC + 1) \cdot 215,2 = 4086 \text{ kJ/kg de GN}$$

É possível obter o trabalho líquido do ciclo dado por:

$$w_{liq} = w_t - w_c = 2474 \text{ kJ/kg de GN}$$

A partir do trabalho líquido, é possível obter a vazão mássica de combustível, da equação 36, necessária para se obter uma potência de $\dot{W} = 10 \text{ kW}$.

$$\dot{m}_{comb} = 4,0 \text{ g/s}$$

Nota-se que a vazão mássica de combustível é maior quando há excesso de ar, já que parte da energia que é liberada na combustão do gás natural será utilizada para o aquecimento do excesso de ar. Portanto, para obter as mesmas temperaturas do ciclo, o consumo de combustível é maior.

Aplicando um balanço de Energia no volume de controle da câmara de combustão, apresentado na equação 37, e desenvolvendo, tem-se o calor fornecido ao ciclo:

$$q_h = \frac{\dot{m}_{gases} * |h_{T_3}|_{gases} - \dot{m}_{ar} * |h_{T_5}|_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = \frac{(RAC + 1) * |(c.h)_{O_2} + (c.h)_{CO_2} + (c.h)_{H_2O} + (c.h)_{N_2}|_{T_3} - RAC * |h|}{\eta_h} \quad (41)$$

Utilizando a Tabela 6 e a Tabela 7, o valor da RAC e o valor da entalpia para a seção de entrada da câmara de combustão, $|h_{T_5}|_{ar} = 1023 \text{ kJ/kg}$, tem-se:

$$q_h = 7166 \text{ kJ/kg de GN}$$

Com o trabalho líquido e o calor fornecido, ambos em função da massa de combustível, pode-se obter o rendimento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{w_{líq}}{q_h} = \frac{2474}{7166} = 34,5\%$$

Pode-se observar que, assim como a vazão mássica aumenta com o excesso de ar, há também uma diminuição do rendimento térmico do ciclo, ambos motivados pelo gasto energético ao aquecer o excesso de ar.

6. LAYOUT

Os principais componentes de uma microturbina a gás são: compressor, turbina, regenerador e câmara de combustão. A geração de energia elétrica é feita por um gerador que é acoplado fora do conjunto.

Na Figura 19 está apresentado o fluxo dos gases no interior da microturbina. O ar frio admitido é comprimido pelo compressor, passa pelo regenerador e chega à câmara de combustão, onde é misturado com o combustível. Após a queima, o gás é expandido na turbina, passa novamente pelo regenerador, onde troca energia com o gás comprimido, e é expelido pelo exaustor.

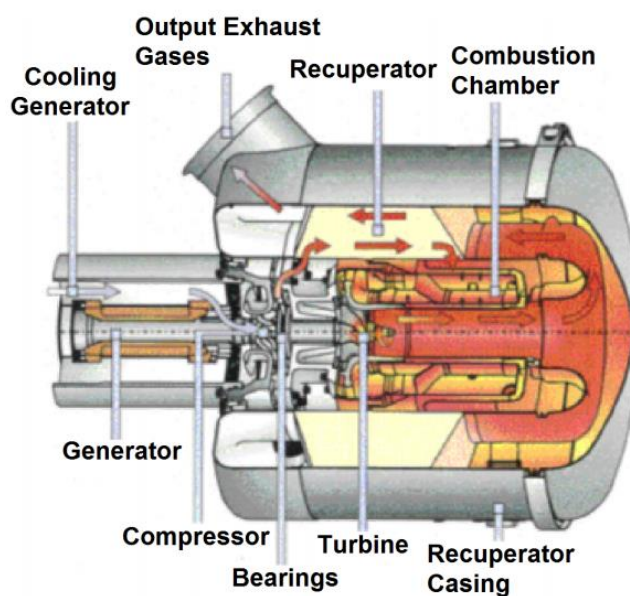


Figura 19 - Representação do layout da microturbina [9]

7. DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

Nesta seção será realizado o dimensionamento da turbina propriamente dita que compõe a microturbina, sendo definido qual tipo de turbina será utilizado, o número de estágios, a dimensão adequada do rotor e as características geométricas das pás.

7.1. Definição do tipo de turbina

Na seção 3 foram classificados os tipos de turbinas, sendo axiais e radiais. Será utilizada para o desenvolvimento do projeto uma turbina propriamente dita do tipo axial dado que há uma pequena potência a ser gerada e nestes casos são as mais empregadas.

Como explicado anteriormente, as turbinas axiais podem ser de ação e de reação, sendo que turbinas de ação apresentam um custo inicial mais baixo porque sua construção é mais simples e apresentam um custo operacional mais alto dado que apresenta menor rendimento. Já as turbinas de reação apresentam um custo inicial mais alto, dado que apresentam maiores velocidades para uma mesma queda entálpica, sendo, portanto, mais robustas e mais caras, no entanto apresentam maiores rendimentos e, portanto, menor custo operacional.

Para este projeto será utilizado uma turbina com estágio de reação, embora seja mais comum a utilização de turbina de ação para pequenas potências. Será priorizado o menor custo operacional e também se podem explorar novas alternativas como a utilização de um gerador elétrico para aproveitar um excedente de potência e, com isso, vender à rede elétrica, ação que é regulamentada para pequenas empresas, de acordo com a Resolução Normativa (RN) 482 de 17/04/12, publicada pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), diminuindo os gastos do estabelecimento. [11]

7.2. Triângulo de velocidades

Para realizar o dimensionamento da turbina propriamente dita é essencial obter o triângulo de velocidades, sendo analisado o escoamento pelas palhetas, sendo utilizado um estágio de reação com Grau de Reação 0,5.

Serão consideradas a velocidade da palheta, V_B , as velocidades absolutas, V_1 , V_2 , as velocidades relativas, V_{1R} , V_{2R} e os ângulos α , β , γ e δ . A Figura 20 apresenta o triângulo de velocidades apresentando as velocidades e os ângulos descritos anteriormente.

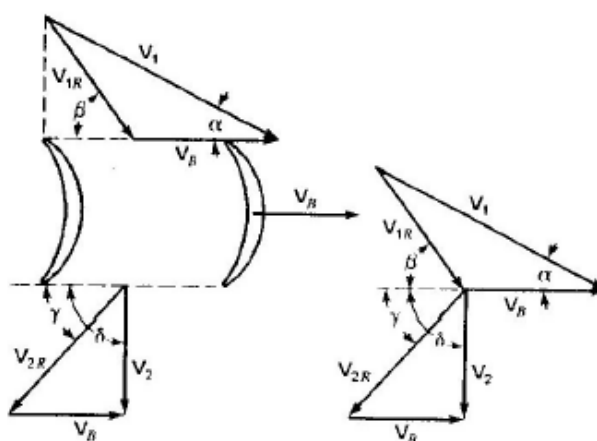


Figura 20 - Triângulo de Velocidades [12]

7.3. Estados termodinâmicos na turbina

Para o desenvolvimento do projeto da turbina propriamente dita é importante definir os estados termodinâmicos em algumas seções, sendo necessário utilizar a 1ª Lei da Termodinâmica para volumes de controle, relações isentrópicas e as definições de Grau de Reação.

É importante observar que serão adotados novos índices para as seções, sendo adotado como índice “0” para a seção referente à entrada das palhetas fixas, antes adotado com o índice “3”, índice “1” para a seção referente ao escoamento na saída das palhetas fixas e entrada das palhetas móveis e índice “2” para a seção referente ao escoamento na saída das palhetas móveis, antes adotado como estado “4”.

Com isso tem-se a Tabela 8, que apresenta os estados termodinâmicos “0” e “2”:

Tabela 8 - Estados termodinâmicos nas seções "0" e "2"

Seção	Pressão	Temperatura	Entalpia
0	100 kPa	973 K	1309 kJ/kg
2	230 kPa	787,5 K	1075 kJ/kg

Para definir o estado termodinâmico na seção “1”, será importante obter inicialmente sua entalpia a partir da definição de Grau de Reação, sendo considerado um GR de 0,5.

$$GR = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} \quad (42)$$

$$h_1 = GR \cdot (h_0 - h_2) + h_2 \quad (43)$$

Portanto:

$$h_1 = 1192 \text{ kJ/kg}$$

Sendo conhecida sua entalpia, é necessário obter a temperatura e pressão na seção “1”, T_1 e p_1 , sendo necessário conhecer, para os produtos da combustão, os valores do calor específico $c_{p,mist}$, constante dos gases R_{mist} e o coeficiente isoentrópico k_{mist} .

A partir da composição dos produtos da combustão com excesso de 10%, presente na Tabela 7, dos valores do calor específico presentes na Tabela A.11 de [12] e da constante da mistura presente na Tabela A.10 de [12], tem-se a Tabela 9:

Tabela 9 - Propriedades dos gases

Elemento	Fração mássica (c)	Calor específico (973 K) (kJ/kg.K)	Calor específico (787,5 K) (kJ/kg.K)	Constante dos gases (kJ/kg.K)
O2	0,020	1,0832	1,0505	0,2598
CO2	0,142	1,2238	1,1616	0,1889
H2O	0,11	2,2773	2,1469	0,4615
N2	0,728	1,1639	1,1235	0,2968
Mistura	1	1,2933	1,2401	0,2989

É possível obter a constante isentrópica para a mistura nas seções “0” e “2” utilizando a equação 44:

$$k_{mist} = \frac{c_{p,mist}}{c_{p,mist} - R_{mist}} \quad (44)$$

Utilizando os valores da Tabela 9, tem-se:

$$k_{mist_0} = 1,301$$

$$k_{mist_2} = 1,318$$

Sendo conhecidos os valores para as seções “0” e “2” e observando que tanto o calor específico, assim como o coeficiente isentrópico variam pouco no intervalo de temperatura considerado no escoamento, será adotado que a seção “1”, saída do bocal, apresenta valores médios. Tem-se, portanto:

$$c_{p_{mist_1}} = 1,2667 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_{mist_1} = 1,309$$

Com os valores obtidos anteriormente é possível obter a temperatura na saída do bocal, utilizando um método iterativo para que o calor específico seja 1,2667 kJ/kg.K na seção “1”. Como resultado tem-se:

$$T_1 = 876,27 \text{ K}$$

Para ser obtida a pressão na saída do bocal será necessário considerar o escoamento sendo isentrópico nos bocais e palhetas móveis, sendo que as perdas serão apenas de atrito nos mancais, resultando na eficiência de 90% considerada. Com isso utilizando uma relação isentrópica tem-se:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (45)$$

Como resultado, tem-se:

$$p_1 = 147,61 \text{ kPa}$$

Com os cálculos realizados anteriormente são definidos os estados termodinâmicos nas três seções que serão abordadas no projeto, sendo apresentados seus valores na Tabela 10:

Tabela 10 - Estados termodinâmicos nas seções "0", "1" e "2"

Seção	Pressão	Temperatura	Entalpia
0	230 kPa	973 K	1309 kJ/kg
1	147,6 kPa	876,27 K	1192 kJ/kg
2	100 kPa	787,5 K	1075 kJ/kg

7.3.1. Cálculos dos parâmetros do triângulo de velocidade

Sendo conhecidos os estados termodinâmicos, torna-se necessário ter conhecimento sobre a interação entre o fluido e as palhetas para assim ser possível dimensioná-las, sendo necessário obter as velocidades absolutas e relativas nas seções. Para o desenvolvimento dos cálculos serão utilizadas a 1ª Lei da Termodinâmica para volumes de controle e a definição de Velocidade Característica.

Inicialmente é importante obter a velocidade da palheta, V_B , para o dimensionamento da turbina, sendo necessário introduzir a definição de velocidade característica, V_c :

$$V_c = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_2)} \quad (46)$$

A partir dos valores das entalpias, tem-se $V_c = 684,1$ m/s.

Para a condição de máxima eficiência tem-se a relação:

$$\frac{V_B}{V_c} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

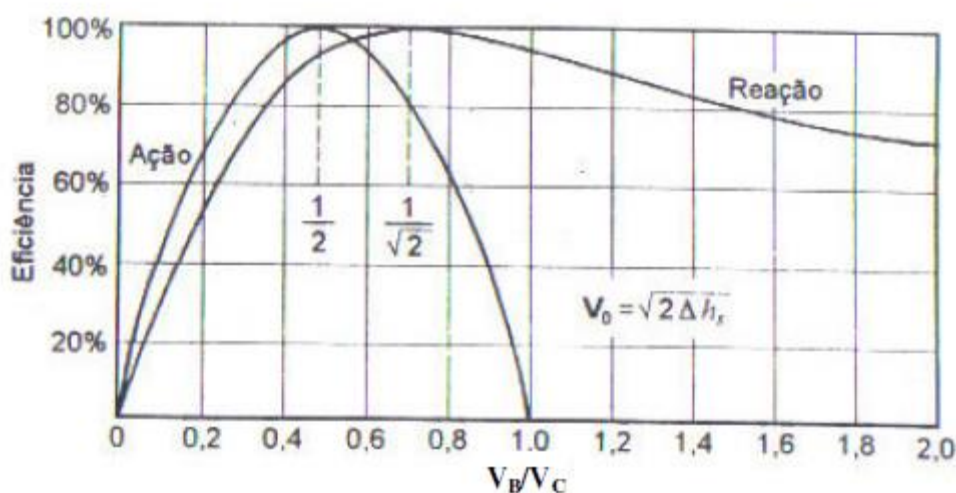


Figura 21 - Eficiência de estágios de ação e reação em função de V_B/V_c [12]

Com isso pode-se obter a velocidade tangencial $V_B = 483,7$ m/s.

É possível obter a velocidade que o fluido irá sair do bocal, ou seja, a velocidade no estado “1”, V_1 , a partir da 1ª Lei da Termodinâmica, sendo considerado o volume de controle “0” - “1”.

É importante observar que no volume de controle “0” - “1” o escoamento se dá em regime, não havendo trabalho e trocas de calor, desprezando a variação de energia potencial e pela equação da continuidade as vazões mássicas são iguais. Com isso tem-se:

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (47)$$

Observando a equação 47, é verificada a necessidade de se obter a velocidade na entrada do bocal (V_0). Tem-se que a área na entrada do bocal (A_0), é muito maior que a área em sua saída (A_1), e pela equação da continuidade é obtido que a velocidade do escoamento em “0” é desprezível em relação à velocidade em “1”. Com isso, pode-se obter V_1 por:

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)} \quad (48)$$

Substituindo os valores correspondentes, tem-se $V_1 = 483,7$ m/s.

É interessante observar que para a condição de máxima eficiência de um estágio de reação de turbina de ângulo nulo para um Grau de Reação de 0,5 tem-se que a velocidade tangencial das palhetas (V_B) deverá ser igual à velocidade de saída do fluido do bocal (V_1). Embora essa condição de máxima eficiência seja fisicamente impossível, não foi possível observar a diferença entre as velocidades segundo a precisão adotada.

Após ser conhecida a velocidade de saída do bocal é importante obter o valor da velocidade relativa. No entanto, a mesma varia de acordo com a geometria das palhetas, α e β . É necessário avaliar a velocidade relativa na seção, porque o escoamento precisa ser subsônico, evitando a formação de ondas de choque e, em consequência, um maior desgaste das palhetas.

Para avaliar se o escoamento será subsônico há necessidade de que o número de Mach seja menor do que 1 na seção. Para verificação do número de Mach será

calculado inicialmente o valor da velocidade do som na seção “1” e, em sequência, será obtido uma relação da velocidade relativa, V_{R1} , em função dos ângulos de entrada da palheta e da velocidade absoluta, V_1 .

Tem-se que na seção “1” a velocidade do som é expressa por:

$$V_{som1} = \sqrt{k_1 \cdot R \cdot T_1}$$

Nota-se que é importante utilizar o valor da constante dos gases na mistura com a unidade J/kg.K, sendo portanto $R = 298,9$ J/kg.K. Com isso tem-se $V_{som1} = 585,6$ m/s.

Utilizando o Teorema dos Senos no triângulo de velocidades apresentado na Figura 20, é possível obter uma relação entre a velocidade relativa, V_{1R} , velocidade absoluta, V_1 , e os ângulos de entrada das palhetas, α e β :

$$V_{1R} = V_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (49)$$

Com a equação 49 é obtida a Tabela 11, que apresenta o valor da velocidade relativa em função da variação dos ângulos α e β . Nota-se que os valores de β devem ser menores do que os valores de α para que seja possível o escoamento:

Tabela 11 - Valores de V_{1R} em função dos ângulos Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	0,0	483,7	952,7	1392,8	1790,5	2133,8	2412,3	2617,5	2743,2	2785,5
	20	0,0	245,6	483,7	707,1	909,1	1083,4	1224,8	1329,0	1392,8	1414,2
	30	0,0	168,0	330,9	483,7	621,8	741,1	837,8	909,1	952,7	967,4
	40	0,0	130,7	257,4	376,3	483,7	576,5	651,7	707,1	741,1	752,5
	50	0,0	109,6	216,0	315,7	405,9	483,7	546,8	593,3	621,8	631,4
	60	0,0	97,0	191,0	279,3	359,0	427,9	483,7	524,8	550,0	558,5
	70	0,0	89,4	176,1	257,4	330,9	394,3	445,8	483,7	506,9	514,7
	80	0,0	85,3	168,0	245,6	315,7	376,3	425,4	461,5	483,7	491,2
	90	0,0	84,0	165,4	241,9	310,9	370,5	418,9	454,5	476,4	483,7

É possível avaliar para qual geometria das palhetas será obtido um número de Mach inferior a 1, para isso será obtida a Tabela 12, a partir dos valores da Tabela 11, do valor da velocidade do som na seção “1” e da equação 50.

$$M = \frac{V_R}{V_{som}} \quad (50)$$

Tabela 12 - Valores do Número de Mach em função dos ângulos Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,00	0,83	1,63	2,38	3,06	3,64	4,12	4,47	4,68	4,76
	20	0,00	0,42	0,83	1,21	1,55	1,85	2,09	2,27	2,38	2,42
	30	0,00	0,29	0,57	0,83	1,06	1,27	1,43	1,55	1,63	1,65
	40	0,00	0,22	0,44	0,64	0,83	0,98	1,11	1,21	1,27	1,29
	50	0,00	0,19	0,37	0,54	0,69	0,83	0,93	1,01	1,06	1,08
	60	0,00	0,17	0,33	0,48	0,61	0,73	0,83	0,90	0,94	0,95
	70	0,00	0,15	0,30	0,44	0,57	0,67	0,76	0,83	0,87	0,88
	80	0,00	0,15	0,29	0,42	0,54	0,64	0,73	0,79	0,83	0,84
	90	0,00	0,14	0,28	0,41	0,53	0,63	0,72	0,78	0,81	0,83

É possível observar que não haverá um escoamento supersônico, considerando $\alpha < \beta$.

Após avaliar a seção “1” é necessário realizar um método análogo para a seção “2”, seção de saída das palhetas móveis, sendo avaliando sua velocidade relativa e o número de Mach.

Analogamente, será calculado inicialmente o valor da velocidade do som na seção “2” e, em sequência, será obtida uma relação da velocidade relativa, V_{R2} , em função dos ângulos de saída da palheta, γ e δ , e da velocidade tangencial da palheta, V_B .

Tem-se que na seção “2” a velocidade do som é expressa por:

$$V_{som2} = \sqrt{k_2 \cdot R \cdot T_2}$$

Substituindo os valores na equação acima, tem-se $V_{som2} = 556,9$ m/s.

Utilizando novamente o Teorema dos Senos no triângulo de velocidades, apresentado na Figura 20, é possível obter uma relação entre a velocidade relativa, V_{2R} , velocidade tangencial da palheta, V_B , e os ângulos de saída das palhetas, γ e δ , para a seção “2”:

$$V_{2R} = V_B \cdot \frac{\sin \delta}{\sin(\delta - \gamma)} \quad (51)$$

Com a equação 51 é obtida a Tabela 13, que apresenta o valor da velocidade relativa na saída das palhetas em função da variação dos ângulos γ e δ . Nota-se que os valores de γ devem ser menores do que os valores de δ para que seja possível o escoamento:

Tabela 13 - Valores de V_{2R} em função dos ângulos Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	483,7	0,0	-483,7	-245,6	-168,0	-130,7	-109,6	-97,0	-89,4	-85,3
	20	483,7	952,7	0,0	-952,7	-483,7	-330,9	-257,4	-216,0	-191,0	-176,1
	30	483,7	707,1	1392,8	0,0	-1392,8	-707,1	-483,7	-376,3	-315,7	-279,3
	40	483,7	621,8	909,1	1790,5	0,0	-1790,5	-909,1	-621,8	-483,7	-405,9
	50	483,7	576,5	741,1	1083,4	2133,8	0,0	-2133,8	-1083,4	-741,1	-576,5
	60	483,7	546,8	651,7	837,8	1224,8	2412,3	0,0	-2412,3	-1224,8	-837,8
	70	483,7	524,8	593,3	707,1	909,1	1329,0	2617,5	0,0	-2617,5	-1329,0
	80	483,7	506,9	550,0	621,8	741,1	952,7	1392,8	2743,2	0,0	-2743,2
	90	483,7	491,2	514,7	558,5	631,4	752,5	967,4	1414,2	2785,5	0,0

Novamente utilizando a equação 50, a velocidade do som na seção e os valores apresentados na Tabela 13, tem-se o número de Mach de acordo com a geometria de saída das palhetas, sendo apresentados na Tabela 14:

Tabela 14 - Valores do Número de Mach em função dos ângulos Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,87	0,00	-0,87	-0,44	-0,30	-0,23	-0,20	-0,17	-0,16	-0,15
	20	0,87	1,71	0,00	-1,71	-0,87	-0,59	-0,46	-0,39	-0,34	-0,32
	30	0,87	1,27	2,50	0,00	-2,50	-1,27	-0,87	-0,68	-0,57	-0,50
	40	0,87	1,12	1,63	3,21	0,00	-3,21	-1,63	-1,12	-0,87	-0,73
	50	0,87	1,03	1,33	1,95	3,83	0,00	-3,83	-1,95	-1,33	-1,03
	60	0,87	0,98	1,17	1,50	2,20	4,33	0,00	-4,33	-2,20	-1,50
	70	0,87	0,94	1,07	1,27	1,63	2,39	4,70	0,00	-4,70	-2,39
	80	0,87	0,91	0,99	1,12	1,33	1,71	2,50	4,93	0,00	-4,93
	90	0,87	0,88	0,92	1,00	1,13	1,35	1,74	2,54	5,00	0,00

Pode-se observar da Tabela 14 que o número de Mach é sensível a variações dos ângulos de saída, sendo obtido que γ deverá estar entre 5° e 20° e que δ deverá estar entre 40° e 90° , sendo considerado um par de valores tal que o escoamento seja subsônico.

Sendo obtidos os intervalos para os valores de α , β , γ e δ , é necessário defini-los. Para isso serão considerados outros critérios, como a eficiência do estágio e a suavidade de contorno nas palhetas para não haver descolamento da camada limite no escoamento.

A eficiência do estágio pode ser expressa por:

$$\eta_{est} = 1 - \frac{V_2^2}{V_c^2} \quad (52)$$

Para obter a eficiência do estágio é necessário obter a velocidade absoluta na seção “2”. É possível obter uma relação entre a velocidade absoluta, a velocidade da palheta e os ângulos de saída utilizando a Lei dos Senos na Figura 20:

$$V_2 = V_B \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(\delta - \gamma)} \quad (53)$$

Com isso, substituindo a equação 53 na equação 52, tem-se:

$$\eta_{est} = 1 - \frac{\left(V_B \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(\delta - \gamma)} \right)^2}{V_c^2} \quad (54)$$

A partir da equação 54, é obtida a Tabela 15, que apresenta o valor da eficiência do estágio da turbina em função dos ângulos de saída das palhetas móveis:

Tabela 15 - Valores da eficiência em função dos ângulos Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	1,00	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
	10	1,00	1,00	-0,94	-0,07	0,17	0,29	0,36	0,41	0,45	0,48
	20	1,00	0,50	1,00	-3,14	-0,77	-0,17	0,09	0,25	0,35	0,43
	30	1,00	0,87	-0,94	1,00	-5,85	-1,51	-0,50	-0,07	0,17	0,33
	40	1,00	0,94	0,50	-3,14	1,00	-8,73	-2,21	-0,77	-0,17	0,15
	50	1,00	0,96	0,77	-0,07	-5,85	1,00	-11,43	-2,77	-0,94	-0,21
	60	1,00	0,97	0,86	0,50	-0,77	-8,73	1,00	-13,64	-3,14	-1,00
	70	1,00	0,98	0,90	0,70	0,17	-1,51	-11,43	1,00	-15,08	-3,27
	80	1,00	0,98	0,92	0,79	0,50	-0,17	-2,21	-13,64	1,00	-15,58
	90	1,00	0,98	0,93	0,83	0,65	0,29	-0,50	-2,77	-15,08	1,00

A partir da análise da Tabela 15 é possível observar que, para os ângulos em questão, têm-se alto rendimento de estágio, no entanto será escolhido γ e δ tal que $\eta_{est} > 90\%$. Considerando a suavidade de contorno e os critérios citados anteriormente tem-se a seleção dos ângulos de saída das palhetas móveis:

- $\gamma = 20^\circ$
- $\delta = 80^\circ$

Com isso, tem-se das tabelas 13, 14, 15 e da equação 53:

- $\eta_{est} = 92,2\%$
- $M_2 = 0,99$
- $V_{2R} = 550,0 \text{ m/s}$
- $V_2 = 191,0 \text{ m/s}$

Dado o conhecimento da seção “2” é possível obter a seção “1”. Para isso será utilizado a 1ª Lei da Termodinâmica para o referencial móvel das palhetas, no volume de controle “1” - “2”:

$$h_1 + \frac{V_{1R}^2}{2} = h_2 + \frac{V_{2R}^2}{2} \quad (55)$$

Utilizando a equação 55 e a equação 50, tem-se a relação entre os números de Mach e a diferença de entalpia nas seções “1” e “2”:

$$M_1 = \frac{\sqrt{2 \cdot (h_2 - h_1) + (M_2 \cdot V_{som2})^2}}{V_{som1}} \quad (56)$$

Substituindo os valores correspondentes, tem-se $M_1 = 0,44$.

Com isso, tem-se das tabelas 11 e 12:

- $\alpha = 30^\circ$
- $\beta = 70^\circ$
- $V_{1R} = 257,4 \text{ m/s}$

Os valores obtidos para o triângulo de velocidades estão resumidos na Tabela

Tabela 16 - Valores obtidos para o triângulo de velocidades

Seção 1		Seção2	
M_1	0,44	M_2	0,99
V_1	483,7 m/s	V_2	191,0 m/s
V_{1R}	257,4 m/s	V_{2R}	550,0 m/s
V_{som1}	585,6 m/s	V_{som2}	556,9 m/s
α	30°	γ	20°
β	70°	δ	80°

7.4. Dimensionamento das palhetas

A escolha do perfil da palheta é necessária para que o fluxo do gás pelo rotor seja feito com o mínimo de perda. Para definir o perfil das palhetas do rotor, é preciso definir os seguintes parâmetros:

- Altura;
- Corda;
- Passo;
- Número de palhetas.

Os parâmetros podem ser observados no perfil da palheta na Figura 22.

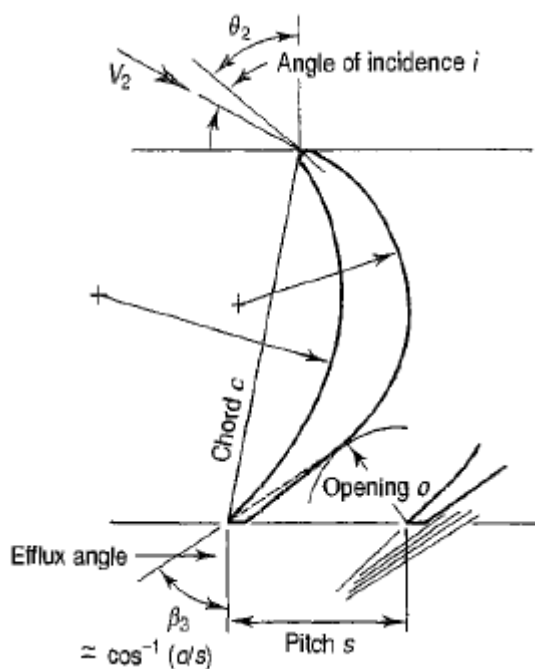


Figura 22 - Parâmetros do perfil da palheta [10]

7.4.1. Cálculo das áreas das seções

Antes de calcular os parâmetros do perfil da palheta, é necessário obter as áreas de escoamento nas seções. Pode-se obter a área da seção por:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} \quad (57)$$

Tem-se que a vazão mássica é dada pela vazão mássica de ar e combustível, portanto:

$$\dot{m} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (58)$$

A equação 58 pode ser reescrita em função da RAC e da vazão mássica de combustível:

$$\dot{m} = \dot{m}_{comb} \cdot (RAC + 1) \quad (59)$$

Com isso, tem-se $\dot{m} = 0,076 \text{ kg/s}$.

É necessário obter a densidade da mistura para cada seção, sendo expressa por:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (60)$$

Substituindo os valores correspondentes para cada seção, tem-se:

- $\rho_1 = 0,5635 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_2 = 0,4248 \text{ kg/m}^3$

Utilizando os valores obtidos anteriormente na equação 57, tem-se:

- $A_1 = 2,79 \text{ cm}^2$
- $A_2 = 9,37 \text{ cm}^2$

7.4.2. Cálculo da altura

Para definir o raio do rotor, será utilizada a seguinte equação:

$$V_B = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R_m \Rightarrow R_m = \frac{V_B \cdot 30}{n \cdot \pi} \quad (61)$$

Adotando $n = 250.000$ RPM, o que é usual para esse tipo de aplicação, e $V_B = 483,7$ m/s, temos que $R_m = 18,5$ mm.

A altura da palheta é dada por:

$$A = 2\pi \cdot R_m \cdot h \Rightarrow h = \frac{A}{2\pi \cdot R_m} \quad (62)$$

O cálculo de h está resumido na Tabela 17

Tabela 17 - Altura da palheta para seções 1 e 2

Seção	A	h
1	2,79 cm ²	2,40 mm
2	9,37 cm ²	8,07 mm

7.4.3. Cálculo da corda

Para o cálculo da corda da palheta (c), é preciso definir a razão de aspecto, dada por h/c . Segundo [10], valores muito baixos de razão de aspecto podem gerar um fluxo secundário, enquanto valores muito altos aumentam a probabilidade de problemas com vibração. Valores ideais de razão de aspecto estão entre 3 e 4.

Adotando uma razão de aspecto $h/c = 3$, e utilizando a altura média $h = 5,24$ mm calculado anteriormente, o valor da corda da palheta é 1,75 mm.

7.4.4. Cálculo do passo

Segundo [10], o valor do passo pode ser calculado a partir de um valor de passo/corda ótimo, obtido através de testes experimentais. A Figura 23 traz os valores ótimos de passo/corda para vários valores de α e β .

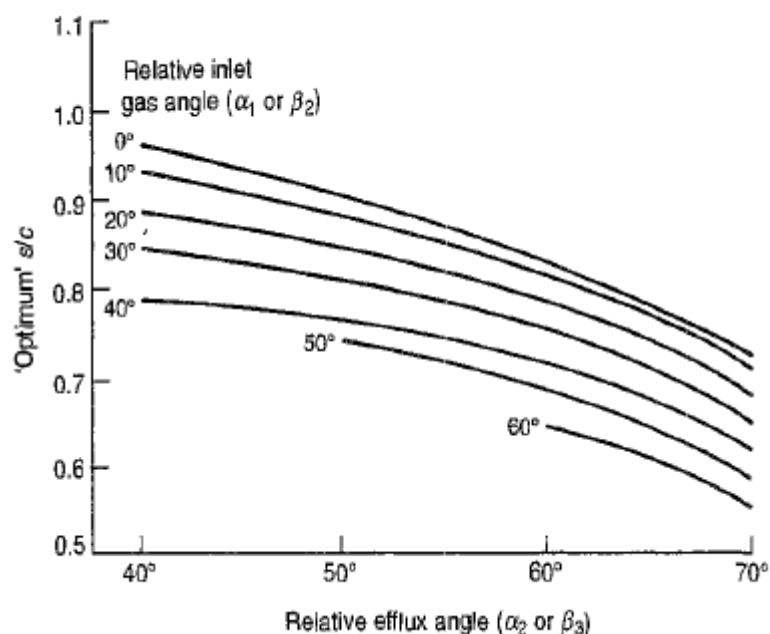


Figura 23 - Valores ótimos para o parâmetro passo/corda [10]

Analisando a figura, e com os ângulos $\beta=70^\circ$ e $\gamma=20^\circ$ obtidos anteriormente, o valor ótimo de passo/corda dado é 0,68. Com isso, o passo do rotor é 1,2 mm.

Com o passo do rotor de 1,2 mm e o perímetro de 116,1 mm, o número de palhetas é 98.

7.4.5. Raiz e topo da palheta

Até aqui, todos os parâmetros foram calculados considerando o raio médio da turbina. Porém, o topo e a raiz da palheta têm velocidades diferentes, e os mesmos parâmetros devem ser calculados para esses pontos. Os parâmetros calculados estão apresentados na Tabela 18:

Tabela 18 - Parâmetros para raiz e topo da palheta

	Raiz	Topo
Raio [mm]	15,9	21,1
Alfa [°]	20	20
Beta [°]	70	80
Gama [°]	20	20
Delta [°]	70	110
η	93%	92%

O cálculo dos parâmetros apresentados está descrito no Apêndice A.

7.5. Representação em CAD

Com os parâmetros calculados anteriormente e utilizando o perfil de asa RAF 27 para as palhetas, conforme sugerido em [10], foi possível criar uma representação em CAD do rotor projetado.

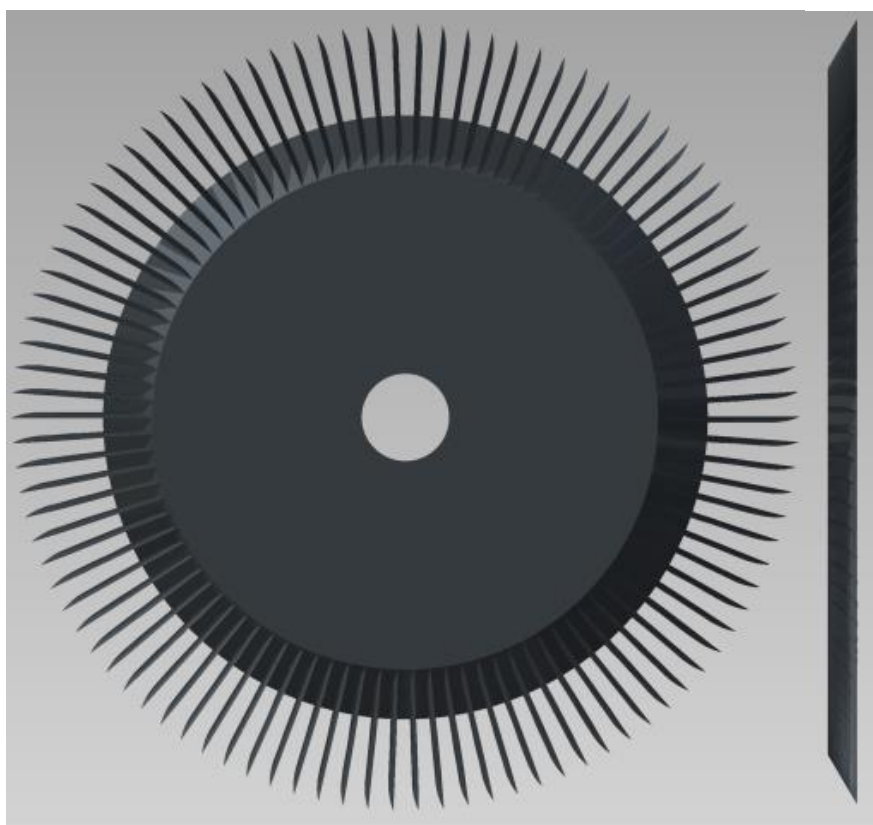


Figura 24 - Vistas frontal e lateral da representação em CAD

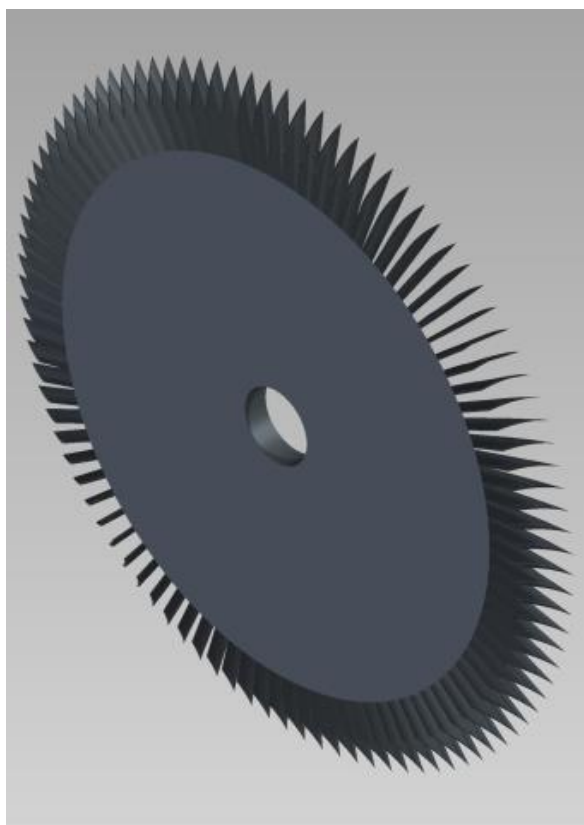


Figura 25 - Vista isométrica da representação em CAD

A variação de ângulo na palheta não está demonstrada no desenho.

8. MATERIAIS

A escolha do material para as palhetas da turbina propriamente dita é um fator determinante em um projeto de microturbina, pois as temperaturas são elevadas, próximas a 1000 K no caso deste projeto, e há elevadas forças centrífugas devido a altas rotações do rotor. É importante selecionar um material que tenha como características alta resistência mecânica, alta resistência à fluência, baixa densidade para diminuir as forças centrífugas e boa resistência à oxidação e corrosão.

Os aços inoxidáveis são muito utilizados para as palhetas, dado que apresenta as características requeridas nas condições de operação. São ligas de ferro-cromo, podendo conter outros elementos como níquel e molibdênio. São apresentados em diferentes estruturas, sendo encontrados aços inoxidáveis martensíticos, austeníticos e ferríticos.

Os aços inoxidáveis ferríticos são empregados os mais empregados, pois trabalham em temperaturas superiores a 1000 K, tem elevada resistência à oxidação, dado a formação de Cr_2O_3 , óxido de cromo, sendo o limite superior em uma atmosfera oxidante de aproximadamente 1000°C [13], alta resistência mecânica, apresentando uma baixa densidade, cerca de 8 g/cm³. Apresentam também alto módulo de elasticidade com alta temperatura de fusão, fatores que contribuem para a alta resistência a fluência do aço inoxidável.

Para o projeto é selecionado o aço 405.

9. COGERAÇÃO

A Cogeração é um processo de produção de energia, sendo proporcionando o maior aproveitamento da energia proveniente dos combustíveis utilizados no processo, sendo usualmente entendida como a geração simultânea, e combinada, de energia térmica e energia elétrica ou mecânica, a partir de uma mesma fonte.

Os gases que saem do regenerador terão um potencial energético, sendo que ao serem expulsos da microturbina poderá ser utilizado um sistema para aproveitar tal potencial.

O projeto está sendo realizado para um estabelecimento comercial, com potência de 10 kW, sendo, portanto interessante utilizar para o sistema de cogeração um ciclo de refrigeração por absorção de amônia.

O sistema de absorção que opera com o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ é um dos mais antigos sistemas de refrigeração por absorção, sendo a amônia o refrigerante e a água o absorvente.

Como a água e a amônia são voláteis o gerador de um sistema convencional é substituído pela combinação de um gerador e uma coluna de retificação. Estes componentes são necessários para separar o vapor de água do vapor de amônia. Um esquema de um sistema água-amônia está apresentado na Figura 26.

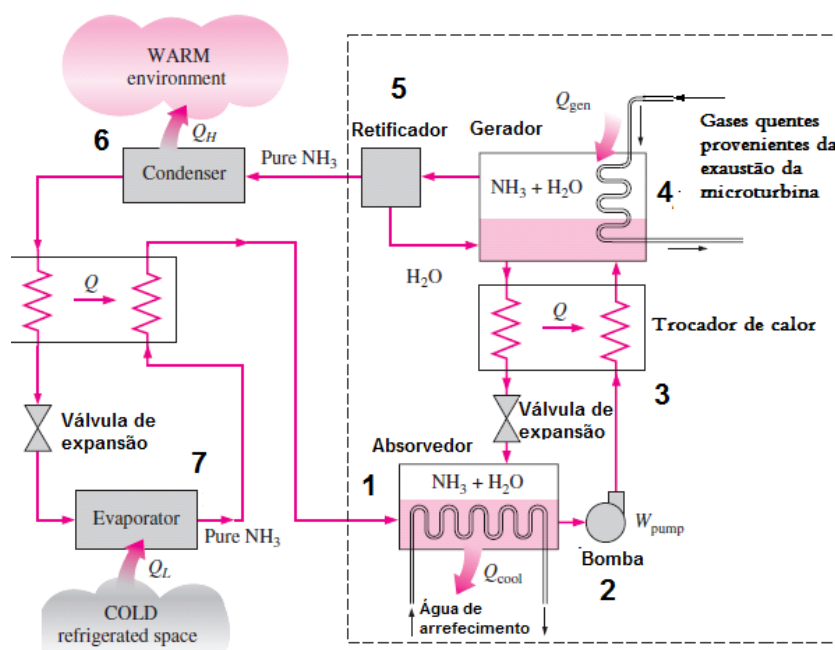


Figura 26 - Sistema de absorção Água- Amônia [14]

Os princípios de funcionamento do ciclo de refrigeração absorção água-amônia podem ser entendidos pela descrição do funcionamento de cada componente:

Absorvedor (1) e Condensador (6): estes trocadores são tubos aletados dispostos de forma que a maior parte do fluxo do ar de entrada passa pelos tubos do condensador e a maior parte do fluxo de ar de saída escoam pelos tubos do absorvedor. No absorvedor ocorre a difusão de amônia na água, sendo necessário refrigerá-lo, dado que a dissolução da amônia na água é inversamente proporcional à temperatura (quanto menor a temperatura da água de dissolução, maior a quantidade de NH_3 estará dissolvida).

Bomba de Solução (2): o movimento alternativo de um diafragma flexível movimenta a solução rica em amônia através das seções de sucção e descarga. Este movimento é conseguido através da geração de pulsos hidráulicos por uma bomba de pistão com pressão atmosférica na sucção.

Trocadores de Calor (Regenerador (3)): a transferência de calor entre as soluções diluída e concentrada ocorre parcialmente no gerador-analisador. A região contendo a solução concentrada escoam por um tubo, em forma de espiral, colocado na região dos pratos do analisador e no trecho do absorvedor resfriado pela solução. Nesta região há a entrada da solução concentrada proveniente do gerador que vai absorver

parte do vapor proveniente do evaporador. Este processo ocorre na parte externa da serpentina por onde circula a solução diluída. O processo de absorção continua no trecho do absorvedor resfriado a ar.

Gerador (4): o vaso vertical tem superfície externa aletada para melhorar a transferência de calor dos gases de combustão, provenientes. Na parte interna há um conjunto de pratos que permitem um contato íntimo entre o fluxo descendente de vapor e o fluxo ascendente de absorvente. O ar de resfriamento do absorvedor e condensador é misturado com os gases de combustão efluentes do queimador, que depende do ventilador do condensador para manter o fluxo adequado de ar de combustão.

Retificador (5): é um trocador de calor que consiste de uma serpentina em espiral através da qual escoam a amônia vaporizada e pressurizada. Material de enchimento é incluído no analisador para incrementar o contato entre o fluxo de condensado da serpentina (que é enviado para o gerador), e o vapor (que se dirige ao condensador resfriado a ar). A função do retificador é concentrar a fase vapor (que vem do gerador) em amônia através do resfriamento e separação de parte do vapor de água.

Evaporador (7): o líquido a ser resfriado é borrifado sobre uma serpentina por onde escoam amônia. Durante este processo há transferência de calor para a amônia, com o conseqüente resfriamento da água. A água gelada é coletada na parte inferior do evaporador e enviada para a bomba de água gelada.

10.CONCLUSÕES

Com a metodologia encontrada nas referências, foi possível determinar todos os parâmetros necessários para o projeto de uma microturbina a gás. Os resultados encontrados foram coerentes com a bibliografia.

A utilização do ciclo Brayton definiu as temperaturas de operação do equipamento, e os resultados mostraram um ganho de eficiência quando há um regenerador no ciclo.

O triângulo de velocidades foi necessário para a definição das velocidades de operação, bem como o comportamento do fluido de trabalho durante o funcionamento do equipamento.

Resultados empíricos apresentados na bibliografia foram utilizados para a definição do perfil da palheta. Essa medida foi tomada visando manter a eficiência alta sem a necessidade de aprofundamento no estudo teórico, dado que esse não era o objetivo principal do projeto.

O projeto foi concluído cumprindo todos os objetivos propostos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GILLETE, S. **Microturbine Technology Matures**. Disponível em: <<http://www.powermag.com/microturbine-technology-matures/>>. Acesso em 11 nov. 2013.
- [2] MALDONADO, M. A. R. **Desenvolvimento de Modelos Matemáticos Representativos do Comportamento Dinâmico de Micro-Turbinas para a Conexão na Rede Elétrica**. 2010. 203 p. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010.
- [3] BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. Houston: Gulf Professional Publishing, 2002. 799 p.
- [4] <<http://cr4.globalspec.com/thread/38874>>. Acesso em 7 abr. 2014.
- [5] JOVANINI JR.; E. KURAUCHI, S. K. **Projeto de uma microturbina para potência inferior a 5 kW**. 2007. 80p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.
- [6] <<http://www.comgas.com.br/pt/gasNatural/conhecaGasNatural/Paginas/a-composicao.aspx>>. Acesso em 7 abr. 2014.
- [7] <http://www.lete.poli.usp.br/PME2321_files/cicloBrayton.PDF>. Acesso em 7 abr. 2014.
- [8] <http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Brayton>. Acesso em 7 abr. 2014.
- [9] <<http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/45114.pdf>>. Acesso em 25 mai. 2014.
- [10] SARAVAMUTTOO, H. I. H., ROGERS, G. F. C., COHEN, H., **Gas Turbine Theory**, 4th Edition. London: Longman Group, 1996. 442p.
- [11] <www.revistasustentabilidade.com.br>. Acesso em 11 out. 2014.
- [12] VAN WYLEN, J. G. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Tradução da 4ª ed. São Paulo: Edgar Blücher, 1995.
- [13] CALLISTER, W. D. Jr; **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 5ª edição. Rio de Janeiro – LTC, 2002.

APÊNDICE A – Cálculos relacionados ao topo e raiz da palheta

O raio da raiz da palheta é dado por:

$$R_r = R_m - \frac{h}{2} = 15,9 \text{ mm}$$

A velocidade tangencial na raiz da palheta é:

$$V_r = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R_r = 415,1 \text{ m/s}$$

Com isso, pode-se calcular a velocidade relativa, o número de Mach e a eficiência para a raiz da palheta:

Tabela 19 - Velocidade relativa na entrada para a raiz da palheta em função de Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	0,0	415,1	817,6	1195,2	1536,6	1831,2	2070,2	2246,3	2354,1	2390,5
	20	0,0	210,8	415,1	606,8	780,1	929,7	1051,1	1140,5	1195,2	1213,7
	30	0,0	144,2	283,9	415,1	533,6	636,0	719,0	780,1	817,6	830,2
	40	0,0	112,1	220,9	322,9	415,1	494,7	559,3	606,8	636,0	645,8
	50	0,0	94,1	185,3	270,9	348,3	415,1	469,3	509,2	533,6	541,9
	60	0,0	83,2	163,9	239,7	308,1	367,2	415,1	450,4	472,0	479,3
	70	0,0	76,7	151,1	220,9	283,9	338,4	382,6	415,1	435,0	441,7
	80	0,0	73,2	144,2	210,8	270,9	322,9	365,0	396,1	415,1	421,5
	90	0,0	72,1	142,0	207,6	266,8	318,0	359,5	390,1	408,8	415,1

Tabela 20 - Número de Mach na entrada para a raiz da palheta em função de Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,00	0,71	1,40	2,04	2,62	3,13	3,54	3,84	4,02	4,08
	20	0,00	0,36	0,71	1,04	1,33	1,59	1,80	1,95	2,04	2,07
	30	0,00	0,25	0,48	0,71	0,91	1,09	1,23	1,33	1,40	1,42
	40	0,00	0,19	0,38	0,55	0,71	0,84	0,96	1,04	1,09	1,10
	50	0,00	0,16	0,32	0,46	0,59	0,71	0,80	0,87	0,91	0,93
	60	0,00	0,14	0,28	0,41	0,53	0,63	0,71	0,77	0,81	0,82
	70	0,00	0,13	0,26	0,38	0,48	0,58	0,65	0,71	0,74	0,75
	80	0,00	0,13	0,25	0,36	0,46	0,55	0,62	0,68	0,71	0,72
	90	0,00	0,12	0,24	0,35	0,46	0,54	0,61	0,67	0,70	0,71

Tabela 21 - Velocidade relativa na saída para a raiz da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	415,1	0,0	-415,1	-210,8	-144,2	-112,1	-94,1	-83,2	-76,7	-73,2
	20	415,1	817,6	0,0	-817,6	-415,1	-283,9	-220,9	-185,3	-163,9	-151,1
	30	415,1	606,8	1195,2	0,0	-1195,2	-606,8	-415,1	-322,9	-270,9	-239,7
	40	415,1	533,6	780,1	1536,6	0,0	-1536,6	-780,1	-533,6	-415,1	-348,3
	50	415,1	494,7	636,0	929,7	1831,2	0,0	-1831,2	-929,7	-636,0	-494,7
	60	415,1	469,3	559,3	719,0	1051,1	2070,2	0,0	-2070,2	-1051,1	-719,0
	70	415,1	450,4	509,2	606,8	780,1	1140,5	2246,3	0,0	-2246,3	-1140,5
	80	415,1	435,0	472,0	533,6	636,0	817,6	1195,2	2354,1	0,0	-2354,1
	90	415,1	421,5	441,7	479,3	541,9	645,8	830,2	1213,7	2390,5	0,0

Tabela 22 - Número de Mach na saída para a raiz da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,75	0,00	-0,75	-0,38	-0,26	-0,20	-0,17	-0,15	-0,14	-0,13
	20	0,75	1,47	0,00	-1,47	-0,75	-0,51	-0,40	-0,33	-0,29	-0,27
	30	0,75	1,09	2,15	0,00	-2,15	-1,09	-0,75	-0,58	-0,49	-0,43
	40	0,75	0,96	1,40	2,76	0,00	-2,76	-1,40	-0,96	-0,75	-0,63
	50	0,75	0,89	1,14	1,67	3,29	0,00	-3,29	-1,67	-1,14	-0,89
	60	0,75	0,84	1,00	1,29	1,89	3,72	0,00	-3,72	-1,89	-1,29
	70	0,75	0,81	0,91	1,09	1,40	2,05	4,03	0,00	-4,03	-2,05
	80	0,75	0,78	0,85	0,96	1,14	1,47	2,15	4,23	0,00	-4,23
	90	0,75	0,76	0,79	0,86	0,97	1,16	1,49	2,18	4,29	0,00

Tabela 23 - Eficiência para a raiz da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	1,00	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
	10	1,00	1,00	-0,43	0,21	0,39	0,48	0,53	0,57	0,60	0,62
	20	1,00	0,63	1,00	-2,05	-0,30	0,14	0,33	0,45	0,52	0,58
	30	1,00	0,91	-0,43	1,00	-4,04	-0,85	-0,10	0,21	0,39	0,51
	40	1,00	0,96	0,63	-2,05	1,00	-6,17	-1,36	-0,30	0,14	0,37
	50	1,00	0,97	0,83	0,21	-4,04	1,00	-8,16	-1,78	-0,43	0,11
	60	1,00	0,98	0,90	0,63	-0,30	-6,17	1,00	-9,78	-2,05	-0,47
	70	1,00	0,99	0,93	0,78	0,39	-0,85	-8,16	1,00	-10,84	-2,15
	80	1,00	0,99	0,94	0,84	0,63	0,14	-1,36	-9,78	1,00	-11,21
	90	1,00	0,99	0,95	0,88	0,74	0,48	-0,10	-1,78	-10,84	1,00

Utilizando o critério de manter a mesma eficiência encontrada para o raio médio, os ângulos encontrados para a raiz são $\gamma=20^\circ$ e $\delta=70^\circ$, e o número de Mach para esses ângulos é igual a 0,91.

Com o número de Mach na saída e utilizando a equação 56, é possível calcular o Mach na entrada, sendo este igual a 0,28. Com o valor de Mach na entrada, e consultando a Tabela 20, os ângulos de entrada ficam definidos como $\alpha=20^\circ$ e $\beta=70^\circ$.

O raio do topo da palheta é dado por:

$$R_t = R_m + \frac{h}{2} = 21,1 \text{ mm}$$

A velocidade tangencial no topo da palheta é:

$$V_t = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot R_t = 552,3 \text{ m/s}$$

Com isso, pode-se calcular a velocidade relativa, o número de Mach e a eficiência para o topo da palheta:

Tabela 24 - Velocidade relativa na entrada para o topo da palheta em função de Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	0,0	552,3	1087,8	1590,3	2044,4	2436,5	2754,5	2988,8	3132,2	3180,6
	20	0,0	280,4	552,3	807,4	1038,0	1237,0	1398,5	1517,4	1590,3	1614,8
	30	0,0	191,8	377,8	552,3	710,0	846,2	956,6	1038,0	1087,8	1104,6
	40	0,0	149,2	293,9	429,6	552,3	658,2	744,1	807,4	846,2	859,2
	50	0,0	125,2	246,6	360,5	463,4	552,3	624,4	677,5	710,0	721,0
	60	0,0	110,7	218,1	318,9	409,9	488,5	552,3	599,3	628,1	637,7
	70	0,0	102,1	201,0	293,9	377,8	450,2	509,0	552,3	578,8	587,7
	80	0,0	97,4	191,8	280,4	360,5	429,6	485,7	527,0	552,3	560,8
	90	0,0	95,9	188,9	276,2	355,0	423,1	478,3	519,0	543,9	552,3

Tabela 25 - Número de Mach na entrada para o topo da palheta em função de Alfa e Beta

		Alfa [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Beta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,00	0,94	1,86	2,72	3,49	4,16	4,70	5,10	5,35	5,43
	20	0,00	0,48	0,94	1,38	1,77	2,11	2,39	2,59	2,72	2,76
	30	0,00	0,33	0,65	0,94	1,21	1,45	1,63	1,77	1,86	1,89
	40	0,00	0,25	0,50	0,73	0,94	1,12	1,27	1,38	1,45	1,47
	50	0,00	0,21	0,42	0,62	0,79	0,94	1,07	1,16	1,21	1,23
	60	0,00	0,19	0,37	0,54	0,70	0,83	0,94	1,02	1,07	1,09
	70	0,00	0,17	0,34	0,50	0,65	0,77	0,87	0,94	0,99	1,00
	80	0,00	0,17	0,33	0,48	0,62	0,73	0,83	0,90	0,94	0,96
	90	0,00	0,16	0,32	0,47	0,61	0,72	0,82	0,89	0,93	0,94

Tabela 26 - Velocidade relativa na saída para o topo da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	10	552,3	0,0	-552,3	-280,4	-191,8	-149,2	-125,2	-110,7	-102,1	-97,4
	20	552,3	1087,8	0,0	-1087,8	-552,3	-377,8	-293,9	-246,6	-218,1	-201,0
	30	552,3	807,4	1590,3	0,0	-1590,3	-807,4	-552,3	-429,6	-360,5	-318,9
	40	552,3	710,0	1038,0	2044,4	0,0	-2044,4	-1038,0	-710,0	-552,3	-463,4
	50	552,3	658,2	846,2	1237,0	2436,5	0,0	-2436,5	-1237,0	-846,2	-658,2
	60	552,3	624,4	744,1	956,6	1398,5	2754,5	0,0	-2754,5	-1398,5	-956,6
	70	552,3	599,3	677,5	807,4	1038,0	1517,4	2988,8	0,0	-2988,8	-1517,4
	80	552,3	578,8	628,1	710,0	846,2	1087,8	1590,3	3132,2	0,0	-3132,2
	90	552,3	560,8	587,7	637,7	721,0	859,2	1104,6	1614,8	3180,6	0,0
	100	552,3	543,9	552,3	578,8	628,1	710,0	846,2	1087,8	1590,3	3132,2
	110	552,3	527,0	519,0	527,0	552,3	599,3	677,5	807,4	1038,0	1517,4

Tabela 27 - Número de Mach na saída para o topo da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	0,99	0,00	-0,99	-0,50	-0,34	-0,27	-0,22	-0,20	-0,18	-0,17
	20	0,99	1,95	0,00	-1,95	-0,99	-0,68	-0,53	-0,44	-0,39	-0,36
	30	0,99	1,45	2,86	0,00	-2,86	-1,45	-0,99	-0,77	-0,65	-0,57
	40	0,99	1,27	1,86	3,67	0,00	-3,67	-1,86	-1,27	-0,99	-0,83
	50	0,99	1,18	1,52	2,22	4,37	0,00	-4,37	-2,22	-1,52	-1,18
	60	0,99	1,12	1,34	1,72	2,51	4,95	0,00	-4,95	-2,51	-1,72
	70	0,99	1,08	1,22	1,45	1,86	2,72	5,37	0,00	-5,37	-2,72
	80	0,99	1,04	1,13	1,27	1,52	1,95	2,86	5,62	0,00	-5,62
	90	0,99	1,01	1,06	1,14	1,29	1,54	1,98	2,90	5,71	0,00
	100	0,99	0,98	0,99	1,04	1,13	1,27	1,52	1,95	2,86	5,62
	110	0,99	0,95	0,93	0,95	0,99	1,08	1,22	1,45	1,86	2,72

Tabela 28 - Eficiência para o topo da palheta em função de Gama e Delta

		Gama [°]									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Delta [°]	0	1,00	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	10	1,00	1,00	-1,53	-0,39	-0,08	0,07	0,17	0,23	0,28	0,33
	20	1,00	0,35	1,00	-4,40	-1,30	-0,53	-0,18	0,02	0,16	0,26
	30	1,00	0,83	-1,53	1,00	-7,93	-2,27	-0,96	-0,39	-0,08	0,13
	40	1,00	0,92	0,35	-4,40	1,00	-11,68	-3,18	-1,30	-0,53	-0,11
	50	1,00	0,95	0,70	-0,39	-7,93	1,00	-15,21	-3,92	-1,53	-0,58
	60	1,00	0,97	0,82	0,35	-1,30	-11,68	1,00	-18,09	-4,40	-1,61
	70	1,00	0,97	0,87	0,61	-0,08	-2,27	-15,21	1,00	-19,96	-4,57
	80	1,00	0,98	0,90	0,72	0,35	-0,53	-3,18	-18,09	1,00	-20,62
	90	1,00	0,98	0,91	0,78	0,54	0,07	-0,96	-3,92	-19,96	1,00
	100	1,00	0,98	0,92	0,82	0,64	0,35	-0,18	-1,30	-4,40	-20,62
	110	1,00	0,98	0,92	0,83	0,70	0,49	0,17	-0,39	-1,53	-4,57

Utilizando o mesmo critério aplicado para a raiz da palheta, os ângulos encontrados para o topo são $\gamma=20^\circ$ e $\delta=110^\circ$, e o número de Mach para esses ângulos é igual a 0,93.

O Mach na entrada é igual a 0,33 e, consultando a Tabela 25, os ângulos de entrada ficam definidos como $\alpha=20^\circ$ e $\beta=80^\circ$.