

INSTITUTO FEDERAL

Minas Gerais

Campus Avançado Arcos

Aryelton Dias Gonçalves

Douglas Melo Santos

Gabriel Sander Pereira de Oliveira

Jhonata Igor Carvalho Ferreira

Lucas de Souza Lemos

Marcos Raphael Batista Gonçalves

**Estudo de uma turbina à gás de dimensões reduzidas de
único estágio**

Arcos, MG

5 de julho de 2019

Aryelton Dias Gonçalves
Douglas Melo Santos
Gabriel Sander Pereira de Oliveira
Jhonata Igor Carvalho Ferreira
Lucas de Souza Lemos
Marcos Raphael Batista Gonçalves

Estudo de uma turbina à gás de dimensões reduzidas de único estágio

Instituto Federal de Minas Gerais
Campus Avançado Arcos
Bacharelado em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Carrasco Carpio

Arcos, MG
5 de julho de 2019

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo aprofundado de uma turbina a gás de dimensões reduzidas de estágio único. A turbina a gás é composta por compressor, câmara de combustão e turbina, operando segundo o ciclo *Brayton* ideal, uma simplificação idealizada do ciclo termodinâmico comumente adotado em turbinas a gás. Com base em um modelo de uma mini turbina já existente, montada em uma latinha de alumínio foram estudados os componentes principais de uma turbina gás, passando então para os cálculos de projeto da teoria elementar. O desempenho dos rotores do compressor centrífugo e da turbina axial foram analisados de acordo com a geometria já existente. Um estudo da razão de ar/combustível adequada foi feito, configurando um valor ideal para o bom funcionamento da câmara de combustão. Tratando a lata de alumínio que envolve a câmara de combustão, turbina e compressor como um vaso de pressão aberto em regime permanente, foi calculada a menor espessura da lata que resiste com segurança as tensões desenvolvidas no funcionamento da turbina. O projeto agrega conhecimento sobre um importante e complexo dispositivo de geração de energia, no qual grande parte do material disponível e de qualidade se encontra em língua estrangeira, o que remete a relevância do desenvolvimento do tema no Brasil.

Palavras-chave: Turbina a Gás, Ciclo Brayton, Câmara de combustão, Compressor.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Cronograma	7
2	Ciclo Brayton Ideal	8
3	Classificação dos compressores	9
4	Esboço de um compressor centrífugo radial	10
5	Representação esquemática de um compressor centrífugo	11
6	Representação simplificada do processo de queima	11
7	Tipos de Câmaras de Combustão	12
8	Adaptado de Turbina axial de um estágio	14
9	Triângulos de velocidade sobrepostos	15
10	Diagrama T-s da passagem do gás pelo estator e rotor	16
11	Turbina de baixo custo	18
12	Soprador modelo análogo ao utilizado para medições	19
13	Gráfico com a relação entre a pressão e a espessura	21
14	Rotor axial	22
15	Coefficientes (ϕ) e (ψ) em função dos ângulos (α) e (β) com grau de reação $\Lambda = 0.5$	24
16	Triângulos de velocidades	27
17	Gráfico T-s	28
18	Linhas de corrente	29

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	5
1.1	Objetivo geral	6
1.2	Objetivos específicos	6
1.3	Justificativa	6
1.4	Cronograma	7
2	REFERENCIAL TEÓRICO	8
2.1	Ciclo Brayton	8
2.2	Compressor	8
2.2.1	Compressor centrífugo	9
2.3	Câmara de Combustão	11
2.4	Turbina	13
2.4.1	Turbinas de fluxo axial e radial	13
2.4.2	Triângulos de velocidade para turbinas de fluxo axial de um estágio	14
2.4.3	Expansão do gás na turbina	16
2.4.4	Teoria de Vórtice Livre	16
3	METODOLOGIA	18
3.0.1	Estimativa da vazão mássica de ar	18
3.1	Cálculos do Compressor	19
3.1.1	Cálculo da razão de compressão e potência requerida no compressor	19
3.2	Calculo da temperatura na câmara de combustão	20
3.3	Calculo da espessura da lata	21
3.4	Cálculo de desempenho do rotor axial	22
4	RESULTADOS	25
4.1	Compressor	25
4.1.1	Razão de compressão	25
4.2	Câmara de combustão	25
4.3	Espessura da lata	26
4.4	Estágio Turbina	26
4.4.1	Desempenho do rotor axial	26
4.4.2	Simulação Numérica (CFD)	28
5	CONCLUSÃO	30
5.1	Trabalhos Futuros	30
5.2	Considerações Finais	30
	REFERÊNCIAS	31

1 INTRODUÇÃO

Turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera de acordo com um ciclo de admissão de ar, elevação da pressão através de um processo de compressão, aumento da temperatura através da combustão, expansão em uma turbina para gerar trabalho de eixo e exaustão. A grande vantagem das turbinas à gás é sua alta potência frente ao espaço necessário para instalação. A maior desvantagem consiste no elevado custo de implantação e manutenção (SIEMENS, 2019).

O desenvolvimento dos primeiros modelos de turbinas a gás data de 1791 com a patente registrada pelo inglês John Barber, já sendo usado o ciclo termodinâmico moderno em seu produto. O gás era produzido através da mistura de ar com carvão queimado, era então comprimido e expandido, gerando trabalho mecânico (BOYCE, 2012).

A evolução das turbinas foi constante, novos modelos de turbina e melhorias para os modelos já existentes. Em 1808, John Dumball visualizou as turbinas multi-estagio, mas por limitações tecnológicas da época não pode implementar sua ideia (GIAMPAOLO, 2014).

Em 1837, Bresson teve a ideia de utilizar algo próximo de um ventilador para levar o ar comprimido para a câmara de combustão, onde era misturado com combustível e após a combustão o produto final movimentava as lâminas de uma turbina. Em 1872, Dr. Franz combinou as ideias de Dumball e Bresson para projetar a primeira turbina a gás, com turbina e compressor axiais, mas devido à falta de recursos só pôde construí-la em 1900 (GIAMPAOLO, 2014).

Com o avanço das tecnologias, melhorias nos processos metalúrgicos e de conformação, as turbinas a gás evoluíram de maneira significativa, havendo vários modelos para diferentes aplicações. Por exemplo, as turbinas aeronáuticas, que necessitam ser leves e muito eficientes para não afetar o desempenho do voo (ROYCE, 2019). As turbinas náuticas, usadas para impulsionar e manter grandes navios à velocidade de cruzeiro, e as turbinas industriais, que não possuem limitações rígidas de peso ou dimensões, geralmente são muito eficientes e geram grandes quantidades de energia, de 34 MW até 571 MW (ELETRIC, 2019).

O presente trabalho se dedica a uma revisão geral e teórica sobre o funcionamento de uma turbina a gás e está dividido da seguinte forma; a primeira parte sendo uma breve introdução, seguida de objetivos e justificativas para o desenvolvimento do projeto; o segundo capítulo composto de uma ligeira revisão bibliográfica sobre os principais componentes de uma turbina a gás; o terceiro capítulo que versa sobre a metodologia empregada no trabalho; o quarto capítulo apresenta os resultados obtidos; em seguida uma breve prévia dos trabalhos que serão desenvolvidos futuramente, e por fim, as considerações finais.

1.1 OBJETIVO GERAL

Estudo e desenvolvimento de uma turbina a gás de dimensões reduzidas, que opere segundo o ciclo Brayton aberto.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisão bibliográfica do ciclo Brayton;
- Estudo dos componentes de uma turbina a gás;
- Cálculo da temperatura da chama e espessura da câmara de combustão;
- Cálculos preliminares do compressor e turbina.

1.3 JUSTIFICATIVA

A geração de energia elétrica é um importante fator na questão da qualidade de vida das pessoas, regiões que dispõem de grande oferta de energia elétrica tendem a possuir maiores índices de desenvolvimento humano (IDH) (SILVA; GUIMARÃES, 2012).

Com uma grande demanda de energia elétrica, surge a necessidade de ter-se equipamentos que gerem essa energia, atraindo indústrias, gerando empregos e fazendo com isso que a economia da região se fortaleça (GOLDEMBERG, 1998). Dessa forma, conhecer, entender e dominar os diversos meios para produção de energia elétrica se faz fundamental para promover uma elevação no IDH de toda uma região do país.

Profissionalmente, o entendimento a respeito das turbinas a gás se mostra como um grande diferencial em um mercado de trabalho cada vez mais concorrido e disputado. Por se tratar de uma tecnologia ainda pouco desenvolvida e usada no Brasil, o profissional que possui experiência prática na área de turbinas a gás, adquire uma capacidade de inovação significativa.

Do ponto de vista acadêmico, as turbinas a gás representam um aglomerado de diferentes disciplinas, onde o aluno poderá ter contato com variadas aplicações práticas de matérias como Mecânica dos Fluidos, Termodinâmica, Resistência dos Materiais, Química, entre outras.

1.4 CRONOGRAMA

		IFMG Campus Avançado Arcos - Curso de Engenharia Mecânica		TAI F 5											
		Cronograma de Atividades - TAI		Ano: 2019											
				Semestre: 5º Semestre											
Atividades		Responsável		Fevereiro		Março		Abril		Maio		Junho		Julho	
Nº	Descrição da atividade	Responsável		S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	S1	S2
1	Procurar possíveis temas	Grupo todo	plan. Realiz.												
2	Revisão bibliográfica	Grupo todo	plan. Realiz.												
3	Estudo do compressor da turbina a	Arvelton Gabriel	plan. Realiz.												
4	Estudo da câmara de combustão	Marcos Lucas	plan. Realiz.												
5	Estudo da turbina	Douglas Jhonata	plan. Realiz.												
6	Construção do modelo na impressora 3D	Grupo todo	plan. Realiz.												
7	Desenvolvimento do relatório	Grupo todo	plan. Realiz.												
8	Apresentação parcial	Grupo todo	plan. Realiz.												
9	Apresentação final	Grupo todo	plan. Realiz.												
10	Razão de compressão no compressor	Marcos Gabriel	plan. Realiz.												
11	Triângulos de velocidades da turbin	Douglas Jhonata	plan. Realiz.												
12	Cálculos estequiométricos referent	Marcos Lucas	plan. Realiz.												
13	Modelo 3D do compressor	Arvelton Douglas	plan. Realiz.												
14	Modelo 3D da turbina	Douglas Arvelton	plan. Realiz.												
15	Simulação numérica CFD	Douglas	plan. Realiz.												
16	Otimização	Grupo todo	plan. Realiz.												

Figura 1 – Cronograma

Fonte – Próprios autores

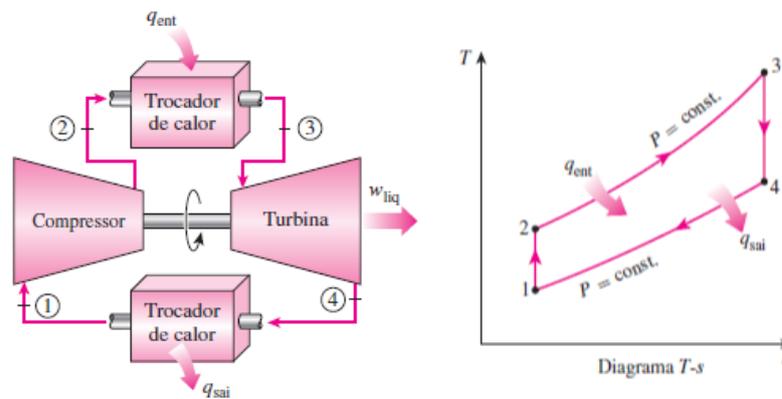
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 CICLO BRAYTON

O ciclo termodinâmico em estudo é caracterizado como um ciclo Brayton aberto, composto por compressor, câmara de combustão e turbina. O ar é admitido pelo compressor e sofre aumento de pressão e temperatura, em seguida, é misturado ao combustível na câmara de combustão onde ocorre a queima do combustível à uma pressão constante. Após a combustão, os gases chegam a turbina com alta temperatura e sofrem expansão, produzindo trabalho de eixo ao transferir energia para as pás do rotor, e então, os gases de exaustão são expelidos para o meio ambiente.

O ciclo aberto estudado pode ser simplificado para um ciclo fechado, onde a câmara de combustão é substituída por um trocador de calor. É acrescentado também um trocador de calor após a turbina, onde ocorrem as perdas de calor à pressão constante para o ar ambiente, Figura 2. A partir das considerações feitas anteriormente, o ciclo fechado é desta forma idealizado por quatro processos internamente reversíveis.

Figura 2 – Ciclo Brayton Ideal



Fonte – (ÇENGEL; BOLES, 2013)

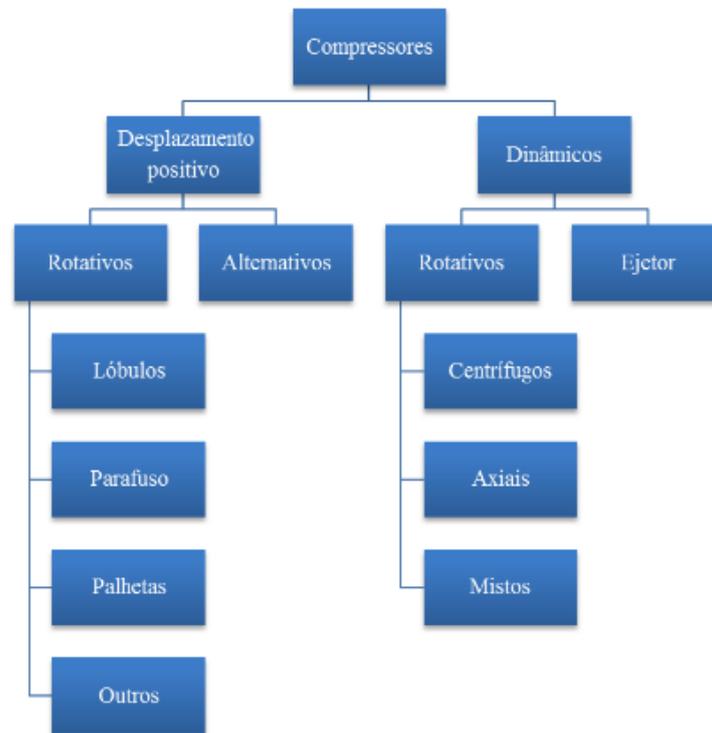
- Processo 1 a 2: Compressão isentrópica.
- Processo 2 a 3: Fornecimento de calor a pressão constante.
- Processo 3 a 4: Expansão isentrópica.
- Processo 4 a 1: Rejeição de calor a pressão constante.

2.2 COMPRESSOR

Compressores são dispositivos que transferem energia para um fluido, com o intuito de elevar sua pressão para realizar um determinado processo (VELÁSQUEZ, 2013).

Eles podem ser classificados em dois tipos básicos: compressores de deslocamento positivo e compressores dinâmicos. A Figura 3 apresenta um esquema com a classificação e os respectivos modelos associados.

Figura 3 – Classificação dos compressores



Fonte – (VELÁSQUEZ, 2013)

Compressores de deslocamento positivo realizam a compressão diminuindo o volume do gás por meio do seu aprisionamento. Enquanto em compressores dinâmicos, o processo é dependente do movimento para que se transfira energia para o gás. As características da compressão variam de acordo com o tipo de compressor e gás a serem utilizados (VELÁSQUEZ, 2013).

2.2.1 COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Os primeiros compressores centrífugos foram desenvolvidos e utilizados durante a Segunda Guerra Mundial, para as antigas aeronaves americanas e britânicas, e também para os *Comet*, primeiros aviões comerciais movidos por turbinas a gás em serviço (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

À medida que a demanda por maiores potências começou a crescer, notou-se que o compressor axial era mais adequado para grandes turbinas. No entanto, para turbinas à gás de menor porte são mais utilizados compressores centrífugos .

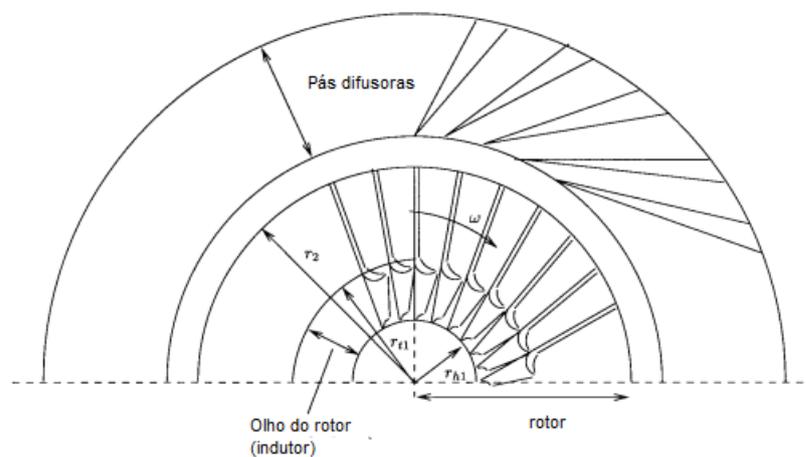
Dentre os pontos positivos da utilização deste tipo de compressor, cabe destacar sua melhor capacidade para lidar com menores fluxos de ar, menor comprimento se comparado à um

compressor axial equivalente, maior resistência a danos causados por objetos externos e menor perda de performance devido ao acúmulo de sujeira na superfície das pás (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

2.2.1.1 COMPONENTES DO COMPRESSOR CENTRÍFUGO

O compressor centrífugo consiste essencialmente de uma caixa de entrada, um impulsor rotativo que concede uma alta velocidade ao gás, e o difusor, que consiste em passagens que se divergem, desacelerando o gás que entra no compressor, com um consequente aumento na pressão estática do fluido (GRAVDAHL; EGELAND, 1999). A Figura 4 mostra a vista frontal em corte de um compressor centrífugo:

Figura 4 – Esboço de um compressor centrífugo radial

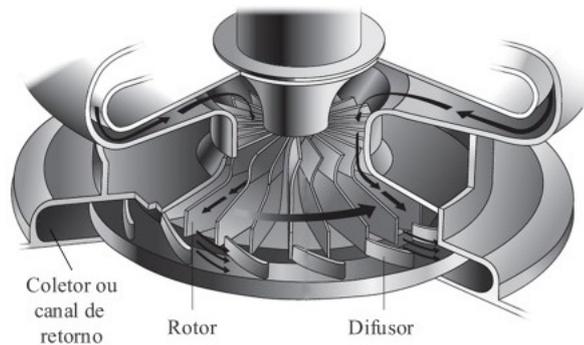


Fonte – Adaptado de (VELÁSQUEZ, 2013)

O ar que é sugado pra dentro do olho do rotor gira em torno das pás do disco em alta velocidade, onde a pressão estática cresce do olho até a ponta do disco, o restante do aumento de pressão é obtido no difusor. O ideal é dimensionar compressores de forma que cerca da metade do aumento de pressão ocorra no rotor, e a outra metade no difusor (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

A Figura 5 mostra a vista lateral em corte de um compressor centrífugo, onde é possível observar com maior facilidade os componentes do dispositivo, assim como a trajetória do fluido:

Figura 5 – Representação esquemática de um compressor centrífugo

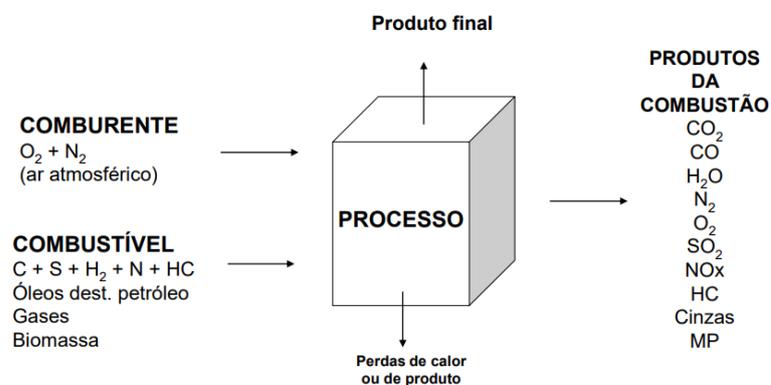


Fonte – (GRAVDAHL; EGELAND, 1999)

2.3 CÂMARA DE COMBUSTÃO

O processo de combustão é composto de três etapas, na primeira ocorre a admissão do comburente, que em seguida é misturado com o combustível e ambos são queimados para que ocorra a liberação de calor, por fim ocorre a exaustão dos subprodutos da combustão. Na Figura 6 são mostrados os comburentes, alguns dos variados tipos de combustíveis, os subprodutos da combustão e o produto final da combustão sendo o próprio calor gerado.

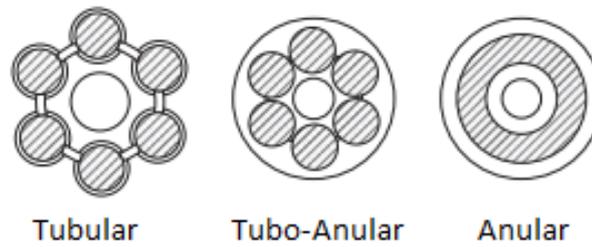
Figura 6 – Representação simplificada do processo de queima



Fonte – (BRANCO, 2017)

Em uma turbina a gás esse processo ocorre na câmara de combustão, onde se mistura o ar que vem do compressor com o combustível que será queimado. Existem três tipos de câmara, sendo elas: Tubular, Anular e Tubo-anular, esquematizadas na Figura 7.

Figura 7 – Tipos de Câmaras de Combustão



Fonte – (LEFEBVRE, 1998)

A Tubular é colocada próxima ao eixo da turbina podendo ser utilizadas várias ao mesmo tempo, geralmente utilizada em indústrias. A principal vantagem dessa tipo de câmara é o seu custo relativamente mais baixo, fácil manutenção e pouco tempo necessário para o seu desenvolvimento, porém possui um grande comprimento e elevado peso, limitando sua aplicação (LEFEBVRE, 1998).

A Anular é montada de maneira concêntrica ao eixo da turbina, protegida por uma carcaça. Apresenta baixa perda de pressão e também um tamanho reduzido quando comparada com as outras, mas possui um elevado custo de produção devido a sua complexabilidade, muito utilizada em aviões (GIAMPAOLO, 2014).

A Tubo-Anular apresenta características tanto da Tubular quanto da Anular, com várias câmaras com uma carcaça ao redor do eixo gerando baixa perda de pressão (BOYCE, 2012). Como vantagem apresenta tamanho reduzido e fácil manutenção, porém sua dificuldade em ser projetada faz com que o seu custo seja elevado. A câmara de combustão recebe o ar comprimido e entrega o mesmo com uma alta temperatura para a turbina, esse processo deve ocorrer com a menor quantidade de perda de pressão possível. Porém, em muitos casos a velocidade com que o ar sai do compressor é muito elevada e pode apagar a chama da câmara de combustão, para evitar que isto ocorra, são utilizadas câmaras de combustão do tipo difusoras, em que o ar experimenta uma leve diminuição de velocidade e pressão a fim de não apagar a chama e interromper o funcionamento da turbina (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

A eficiência da câmara de combustão é medida por três fatores principais, a queda de pressão na câmara de combustão, a uniformidade da temperatura na saída da câmara e a completa queima do combustível usado no processo. O combustível que não é queimado não aumenta a temperatura na entrada da turbina e afeta o consumo de combustível aumentando os custos (BOYCE, 2012).

A fórmula para a eficiência do combustor pode ser descrita por:

$$\eta_{comb} = \frac{\Delta h_{atual}}{\Delta h_{teórico}} \quad (1)$$

$$\eta_{comb} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_f(PCI)} \quad (2)$$

Em que:

- η_{comb} = Eficiência do combustor
- \dot{m}_a = Fluxo de massa do ar [kg/s]
- \dot{m}_f = Fluxo de massa de combustível [kg/s]
- h_3 = Entalpia na saída do combustor [KJ/kg]
- h_2 = Entalpia na entrada do Combustor [KJ/kg]

2.4 TURBINA

2.4.1 TURBINAS DE FLUXO AXIAL E RADIAL

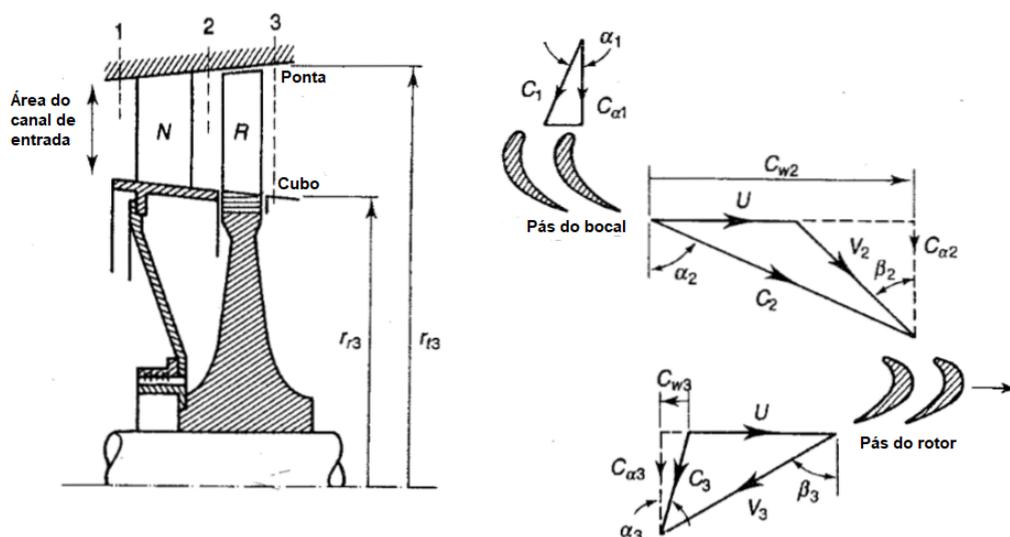
As turbinas a gás podem ser classificadas de acordo com a direção do fluxo de gás no rotor. Nas axiais, o fluxo se processa paralelo ao eixo de rotação do rotor, nas radiais o escoamento acompanha o movimento de rotação do rotor, muito utilizada em indústrias criogênicas como um turbo-expansor (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

Comparada as turbinas de fluxo axial, as radiais operam com maior eficiência com baixa vazão mássica, porém em um contexto geral as turbinas de fluxo axial são mais eficientes (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013). Neste projeto será utilizado o rotor de turbina axial, devido maior facilidade de montagem de um modelo em escala reduzida.

2.4.2 TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE PARA TURBINAS DE FLUXO AXIAL DE UM ESTÁGIO

A Figura 8 apresenta os triângulos de velocidades de uma turbina axial de um estágio. A metodologia descrita a seguir é baseada na teoria elementar de turbinas axiais (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

Figura 8 – Adaptado de Turbina axial de um estágio



Fonte – (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

O gás passa pelo bocal a temperatura e pressão constantes P_1, T_1 e velocidade C_1 , se expande para P_2, T_2 e velocidade maior C_2 . O ângulo do escoamento absoluto é indicado por α_2 Figura 8 .

O ângulo de entrada das pás do rotor será escolhido de acordo com a direção do ângulo do escoamento relativo β_2 e velocidade V_2 , encontrado a partir da subtração vetorial da velocidade tangencial U com a velocidade absoluta C_2 .

Após ser desviado e expandido nas pás da turbina, o gás sai com uma menor pressão P_3 e temperatura T_3 , velocidade relativa V_3 e ângulo de escoamento relativo β_3 . A partir soma vetorial de U com V_3 , obtem-se a magnitude de C_3 e direção α_3 da velocidade do gás após a saída do estágio.

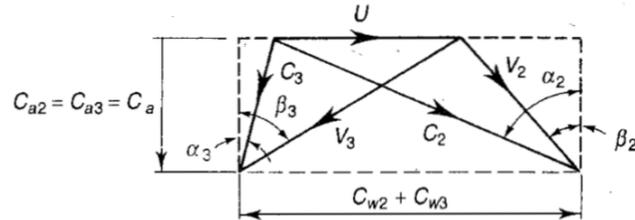
Na turbina de estágio único C_1 será axial, ou seja, o ângulo α_1 é zero e $C_1 = C_{a1}$. Para turbinas de múltiplos estágios, C_1 é igual a C_3 e α_1 é igual a α_3 para ser utilizado o mesmo perfil de pás ao longo dos estágios sucessivos, esta configuração é chamada de estágio repetitivo .

O escoamento é analisado na linha média da área onde ele se processa, ou seja, no diâmetro médio do rotor, sendo uma aproximação para o comportamento em todo o estágio. A aproximação é válida quando a razão entre os raios do cubo e da ponta da pá é pequena, e consequentemente podem ser desconsiderados efeitos tridimensionais.

Para simplificação dos cálculos a velocidade absoluta axial C_a será considerada constante

através do rotor. Com esta condição e a sobreposição dos triângulos de velocidades, temos o diagrama de velocidade do estágio conforme a Figura 9.

Figura 9 – Triângulos de velocidade sobrepostos



Fonte – (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

A partir da sobreposição dos triângulos de velocidades a seguinte relação é obtida:

$$\frac{U}{C_a} = \tan(\alpha_2) - \tan(\beta_2) = \tan(\beta_3) - \tan(\alpha_3) \quad (3)$$

Aplicando o princípio do momento angular para o rotor, o trabalho de saída no estágio por unidade de vazão mássica é :

$$W_s = U \cdot (C_{w2} + C_{w3}) = U \cdot C_a \cdot (\tan(\alpha_2) + \tan(\alpha_3)) \quad (4)$$

A queda da temperatura de estagnação no estágio ΔT_{0s} em Kelvin é dado por :

$$\Delta T_{0s} = 8,71 \cdot \left(\frac{U}{100}\right) \cdot \left(\frac{C_a}{100}\right) \cdot (\tan(\beta_2) + \tan(\beta_3)) \quad (5)$$

A razão entre as pressões de estagnação no estágio p_{01}/p_{03} pode ser obtida a partir de :

$$\Delta T_{0s} = \eta_s \cdot T_{01} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{p_{01}/p_{03}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right] \quad (6)$$

Onde η_s é a eficiência isentrópica de todo o estágio a partir da temperatura de estagnação ou total.

Existem três parâmetros adimensionais que serão úteis no projeto da turbina. O primeiro que expressa a capacidade de trabalho de um estágio é chamado de coeficiente de carregamento das pás ou coeficiente de queda de temperatura ψ , definido por :

$$\psi = \frac{2 \cdot C_p \cdot \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2 \cdot C_a}{U} \cdot (\tan(\beta_2) + \tan(\beta_3)) \quad (7)$$

Outro parâmetro importante é o grau de reação que expressa a fração da expansão do estágio que ocorre no rotor, definido em termos da queda temperatura estática ou entalpia :

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (8)$$

Considerando o rotor de uma turbina de estágio único, onde $C_{a2} = C_{a3} = C_a$ e $C_3 = C_1$, a expressão para o grau de reação também pode ser escrita como :

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} \cdot (\tan\beta_3 - \tan\beta_2) \quad (9)$$

O parâmetro adimensional (C_a/U) é chamado de coeficiente de vazão ϕ , sendo reescritas as expressões para o grau de reação e coeficiente de carregamento como:

$$\Psi = 2 \cdot \phi \cdot (\tan\beta_2 - \tan\beta_3) \quad (10)$$

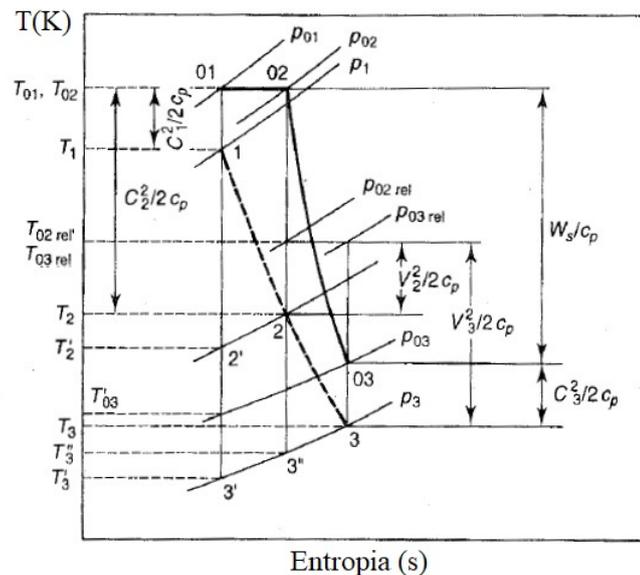
$$\Lambda = \frac{\phi}{2} \cdot (\tan\beta_3 - \tan\beta_2) \quad (11)$$

Assim, os ângulos do escoamento α_2 , α_3 , β_2 e β_3 podem ser definidos em função de Ψ , Λ e ϕ :

2.4.3 EXPANSÃO DO GÁS NA TURBINA

O método apresentado por (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013) se baseia na queda de pressão e temperatura para calcular as perdas no rotor e estator da turbina de acordo com a representação do processo no diagrama $T - s$ mostrado na Figura 10:

Figura 10 – Diagrama T-s da passagem do gás pelo estator e rotor



Fonte – Adaptado de (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

As duas linhas contínua e tracejada conectam os estados de estagnação e estático respectivamente. O segmento horizontal da linha contínua representa em escala exagerada a queda da pressão de estagnação devido a fricção no estator. A expansão ideal se daria de T_{01} para T'_2 , porém devido ao atrito, a temperatura de saída no estator é T_2 . A expansão continua para o rotor da turbina, e considerando o atrito, se expande até a temperatura T_3 .

2.4.4 TEORIA DE VÓRTICE LIVRE

As componentes do triângulo de velocidades variam do cubo até a ponta da pá devido a velocidade tangencial U aumentar com o raio, como consequência os ângulos α e β também

variam. A torção nas pás para levar em conta a mudança nos ângulos do escoamento é chamado de *vortex blading*.

Em alguns projetos de turbinas a vapor no ciclo Rankine, é usual calcular todos os parâmetros geométricos no diâmetro médio e manter os ângulos constantes do cubo até a ponta da pá, desprezando perdas adicionais devido a mudança nos ângulos do escoamento. Um estudo realizado por (ANDREWS; OGDEN, 1953) mostrou um ligeiro aumento na eficiência de um compressor axial de estágio único devido a torção das pás, cerca de 1,5%, que embora pequeno, se faz justificado em turbinas a gás em que há um grande esforço para reduzir as perdas dos componentes.

Com o objetivo de simplificação dos cálculos não será adotada a teoria de vórtice livre para o rotor axial da turbina do modelo representativo que é proposto neste trabalho, dado que não prejudicará o funcionamento do sistema como um todo, visto que em turbinas reais as pás do rotor são torcidas para aumentar a eficiência do componente.

3 METODOLOGIA

Inicialmente foi necessário reunir toda a base teórica fundamental para o entendimento dos conceitos que contornam turbinas a gás, sendo uma área de amplo conhecimento. Como o projeto tem a duração de quatro semestres, a construção de um protótipo funcional de uma turbina a gás também será concebido, baseando-se em um projeto de baixo custo o qual utiliza materiais recicláveis (INSTRUCTABLES, 2018), um modelo representativo de uma turbina de estágio único mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Turbina de baixo custo



Fonte – (INSTRUCTABLES, 2018)

No modelo acima, foram utilizados moldes de poliácido láctico (PLA) para a construção das pás do rotor da turbina e confecção do compressor, todos feitos em impressora 3D. Apesar da alta temperatura devido a combustão, o compressor pode ser fabricado de PLA devido que a transferência de calor é maior na direção do escoamento.

A mini turbina construída de maneira empírica (INSTRUCTABLES, 2018) torna válido o desenvolvimento de um estudo de desempenho dos componentes e análise do ciclo termodinâmico. Mesmo havendo dados importantes como pressão na entrada na turbina e rotação máxima desenvolvida, outros fatores como temperatura ambiente devem ser levados em conta, como se pode ver na Figura 12 a turbina foi testada em um ambiente de frio intenso, o que impacta no seu funcionamento. Alguns dados dos projeto base não serão utilizados.

3.0.1 ESTIMATIVA DA VAZÃO MÁSSICA DE AR

Foi estabelecido que um soprador de ar, iria dar a partida da turbina, pois a mesma não possui força e componentes suficientes para sair da inércia. Foi estimado que seria necessário uma vazão volumétrica de $0,03833 \text{ m}^3/\text{s}$.

Para saber se o soprador atenderia a expectativa, foi feita uma visita no poliesportivo de Arcos-MG para poder fazer a medição da velocidade do ar de um soprador de 600W, idêntico ao

da Figura 12. Usando um anemômetro foi possível obter que a máxima velocidade do ar é 65 m/s e a mínima $23,5 \text{ m/s}$. Através dessas velocidades calculou a vazão volumétrica de $0,05227 \text{ m}^3/\text{s}$ e $0,01889 \text{ m}^3/\text{s}$ respectivamente. Partindo dessa informação pode se ter certeza que o modelo atenderia as necessidades do projeto.

Utilizando a densidade do ar de 1.180 kg/m^3 (ÇENGEL; BOLES, 2013) é possível calcular a vazão mássica, que será utilizada no trabalho.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = 0.03833 \cdot 1.180 = 0.0452 \text{ kg/s} \quad (12)$$

Figura 12 – Soprador modelo análogo ao utilizado para medições



Fonte – (ZUK, 2019)

3.1 CÁLCULOS DO COMPRESSOR

3.1.1 CÁLCULO DA RAZÃO DE COMPRESSÃO E POTÊNCIA REQUERIDA NO COMPRESSOR

Um parâmetro importante para a definição de um compressor é a razão de compressão que o mesmo é capaz de entregar. Essa razão pode ser definida pela seguinte Equação (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013):

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c (T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (13)$$

Em que $(P_{03})/(P_{01})$ é a razão de compressão, η_c é a eficiência isentrópica do compressor, γ é a razão entre os calores específicos e a parte $T_{03} - T_{01}$ representa a diferença entre as temperaturas de estagnação de entrada e saída do ar no compressor, que também pode ser descrita por:

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\psi \sigma U^2}{c_p} \quad (14)$$

- σ : Fator de escorregamento, definido pela razão de velocidades C_{w2}/U ;
- ψ : Fator de potência de entrada, usado para considerar as perdas em função do atrito;
- U : Velocidade na ponto da palheta do compressor.

Em que $\psi \sigma U^2$ representa o trabalho feito no ar pelo compressor e c_p o calor específico do ar. Desta forma, a Equação 13 pode ser escrita como:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U^2}{c_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (15)$$

POTÊNCIA REQUERIDA NO COMPRESSOR

Para calcular a potência requerida no compressor, basta multiplicar a vazão de ar pelo c_p do ar e pela diferença de temperaturas:

$$W = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{03} - T_{01}) \quad (16)$$

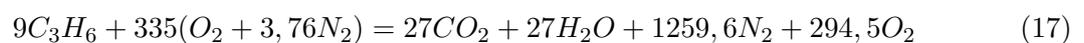
3.2 CALCULO DA TEMPERATURA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

O combustível escolhido para ser utilizado para reagir com o ar na combustão foi o gás propileno, também conhecido como gás propeno. É um combustível com mais dados disponíveis e com maior capacidade calorífica, o que torna a turbina mais eficiente, além de ser um combustível com preço acessível.

Devido a complexidade dos cálculos relacionados ao dimensionamento da câmara de combustão, a mesma será considerada como uma caixa preta para simplificação, os processos que acontecem no seu interior, como as etapas da combustão por exemplo, não serão analisadas. Será analisado então somente a relação de ar/combustível necessária para se calcular a temperatura de saída da mesma.

Conhecendo a massa de ar que entra na câmara de combustível, é possível calcular a massa de combustível necessária para a combustão e com isso calcular a Temperatura Adiabática da Chama, que será considerada como a temperatura de saída da câmara de combustão. Sabendo que a proporção em massa de ar para combustível deve ser próximo a 120:1 (KANPUR, 2019) alguns fatores devem ser considerados.

A produção de NOx será considerada desprezível, porque somente em temperaturas acima de $2088K$ que a sua produção é considerável (BOYCE, 2012). É importante também que a temperatura da câmara não ultrapasse a resistência térmica da lata na qual a turbina será montada, que é de $660^\circ C$ (MASSA,). O combustível com base na proporção de 120:1, a massa necessária por segundo de combustível será de aproximadamente $0.380g$ e a equação de combustão $[mmol]$ será:



Sabendo a equação de combustão entre o ar e o combustível, é possível calcular a temperatura adiabática da chama (BOYCE, 2012) pela equação:

$$\sum_P n_e (\Delta \bar{h})_e = \sum_R n_i \bar{h}_{f,i}^\circ + \sum_R n_i (\Delta \bar{h})_i - \sum_P n_e \bar{h}_{f,e}^\circ \quad (18)$$

Onde: n_e e n_i significam o número de mols dos produtos e dos reagentes, \bar{h}_{fi}° e \bar{h}_{fe}° , entalpias de formação, $\Delta\bar{h}_e$, variação da entalpia em relação a temperatura de saída e a temperatura ambiente, $\Delta\bar{h}_i$, variação da entalpia em relação a temperatura de entrada e a temperatura ambiente.

3.3 CALCULO DA ESPESSURA DA LATA

Um fator importante no dimensionamento de uma turbina a gás é a espessura da parede da turbina. Em uma turbina a gás real, existem varias camadas de material para isolar a câmara de combustão da camada mais externa da turbina. Como este trabalho se trata da construção de uma turbina a gás de dimensões reduzidas em uma lata de alumínio, haverá apenas uma parede de separação da câmara de combustão para o ambiente externo, que se trata do corpo da própria lata de alumínio.

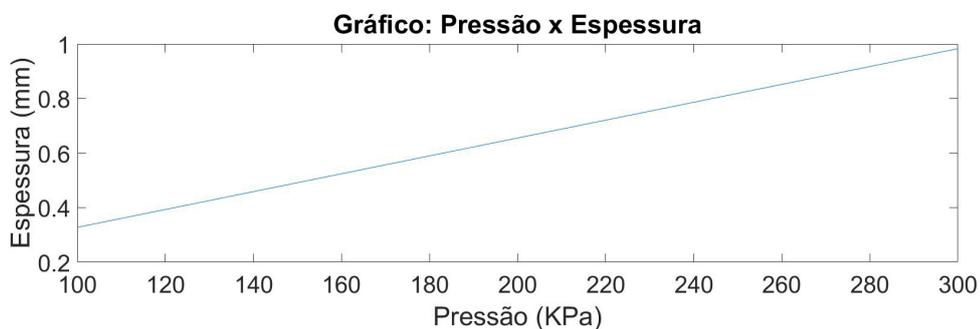
É de fundamental importância ter a lata com espessura correta, pois caso seja menor que a necessária pode gerar falhas críticas como fraturas, e uma espessura excessivamente grande significa desperdícios e custos adicionais não necessários.

Para encontrar o valor ótimo para a espessura da lata, será necessário considerar a câmara de combustão como um vaso de pressão aberto sujeito ao regime permanente. Será utilizada a fórmula disponível em (KRZYCKI, 1996):

$$t(P, \sigma) = \frac{Pd}{2\sigma}$$

Onde t é a espessura da lata que depende de duas variáveis independentes, a pressão e a tensão normal desenvolvida dentro da lata (P e σ). Para simplificar o processo de cálculo, será assumido que a tensão normal será uma constante com o valor da tensão de escoamento do alumínio de 12.7 MPa (ALUMINIO,).

Figura 13 – Gráfico com a relação entre a pressão e a espessura



Fonte – (Próprios autores)

Dessa forma, a espessura t da lata será dependente apenas das variações de pressão que são desenvolvidas dentro da lata durante seu funcionamento como pode ser observado na Figura 13; assumindo uma faixa de pressão de 100KPa à 300KPa como valor máximo de pressão.

Com a relação de pressão desenvolvida pelo compressor da turbina de 1.0356 e um fator de segurança de 1.3 que leva em consideração o desgaste da parede do vaso de pressão devido a oxidação, dado pela norma NBR16035-5 de 08/2013 Caldeiras e vasos de pressão – Requisitos mínimos para a construção. Assumindo o diâmetro de 64 mm e utilizando o método da bisseção, é possível encontrar um valor ótimo para a espessura da lata. E para uma pressão máxima de 300 KPa é possível encontrar a espessura máxima para a lata.

Logo, qualquer lata de alumínio com uma espessura entre o valor de t_{ideal} e t_{max} será adequada ao projeto, oferecendo redução do risco de falhas e evitando utilizar materiais em excesso.

3.4 CÁLCULO DE DESEMPENHO DO ROTOR AXIAL

De acordo com a teoria descrita na seção 2.4.1 e com base nos triângulos de velocidade do rotor são executados os cálculos elementares de uma turbina axial. Não havendo um modelo 3D disponível do rotor sugerido por (INSTRUCTABLES, 2018) mostrado na Figura 15(a), apenas os arquivos em formato de impressão 3D (.STL) para impressão das matrizes para a conformação mecânica do mesmo, foi configurado um modelo 3D, mostrado na Figura 15(b), usando o *Autodesk Inventor Professional Student Version*, podendo assim obter as dimensões necessárias do rotor.

Figura 14 – Rotor axial



(a) Modelo Real

(b) Modelo 3D

Fonte – (INSTRUCTABLES, 2018)

Todo o cálculo é executado na linha média, ou seja, a partir do diâmetro médio é feita uma estimativa para todo o rotor. A partir das dimensões do rotor, da vazão mássica especificada são calculadas as componentes do triângulo de velocidades. O rotor tem diâmetros externo e interno de 70 mm e 50 mm respectivamente. A vazão mássica é mesma especificada na Seção 3.0.1. De acordo com o modelo construído por (INSTRUCTABLES, 2018), o rotor da mini turbina a gás opera na faixa de 20000 rpm.

Para montar o triângulo de velocidades foi necessário definir a região onde se encontra o rotor e o estator como volume de controle e usar o princípio de conservação da massa para encontrar a velocidade absoluta (c), dado que a densidade do ar e a área de entrada e saída

do escoamento no rotor é constante. Pela equação da conservação da massa (ÇENGEL, 2010) têm-se que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (19)$$

A condição de equilíbrio radial também é adotada para obter o valor da velocidade absoluta. Frequentemente utilizada no projeto de máquinas de fluxo, sem adentrar na teoria, basicamente considera-se que para o escoamento a componente da velocidade absoluta na direção radial é nula $c_r = 0$, supondo um fluxo puramente axial. A velocidade absoluta na entrada e na saída, respectivamente c_1 e c_3 ficam definidas como:

$$c_1 = c_3 = \frac{4 \cdot (\dot{m}/\rho)}{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)} \quad (20)$$

A velocidade tangencial U é calculada com base no diâmetro médio e na rotação do rotor:

$$U = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n}{60} \quad (21)$$

Para determinar as velocidades relativas e os ângulos do escoamento é necessário definir mais um parâmetro de operação para o rotor. A conservação da massa e a condição de equilíbrio radial não são suficientes. Adota-se o grau de reação, descrito na Seção 2.4.1 como 0.5 no diâmetro médio. O grau de reação varia do cubo até a ponta da pá, e adotar seu valor como 0.5 no diâmetro médio impõe que os ângulos β_3 , α_2 , β_2 e α_3 sejam iguais, tornando o triângulo de velocidades simétrico.

Então se inicia um processo iterativo buscando valores razoáveis para os ângulos, observando os valores do coeficiente de pressão (ϕ) e de queda de temperatura (ψ). A Figura 15 mostra possíveis valores para os ângulos do triângulo de velocidade, considerando um grau de reação $\Lambda = 0.5$.

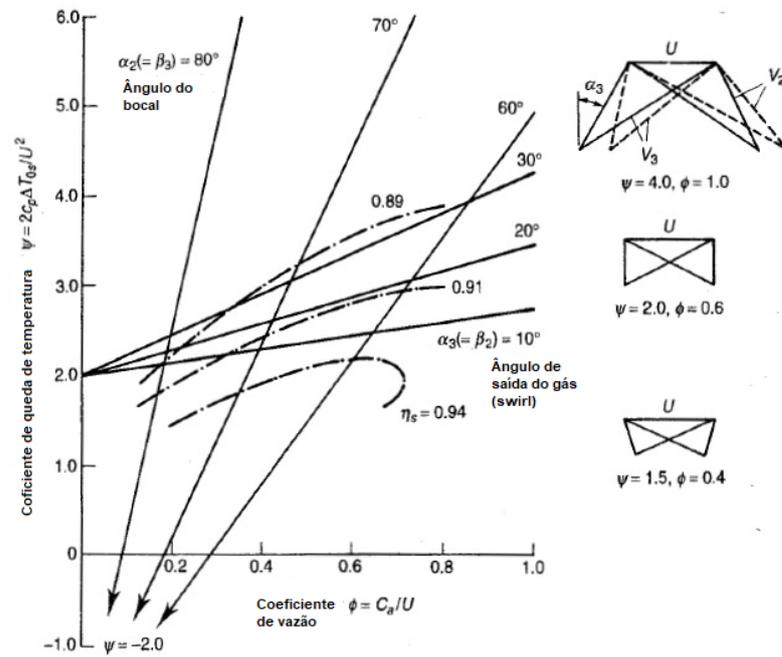
Com os triângulos de velocidades montados, são calculados os coeficientes (ψ) e (ϕ) para obter as quedas de pressão e temperatura no rotor, e montar o diagrama $T - s$ da expansão como mostrado na Figura 10. Em seguida são calculados dois critérios para analisar a difusão permitida no rotor. O número de *DeHaller* é calculado simplesmente como a relação entre as velocidades relativas na saída e entrada do rotor V_3/V_2 , o qual não deve ser menor que 0.72 para evitar perdas excessivas (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

O segundo critério é o fator de difusão, parâmetro que quantifica a correlação entre a perda total de pressão (difusão) no lado de sucção da pá (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013), definido como:

$$DF = 1 - \frac{V_3}{V_2} + \frac{\Delta C_w}{2V_2} \cdot \frac{t}{l} \quad (22)$$

A grande vantagem de utilizar o fator de difusão, é o fato de ser quantificado apenas com os dados do triângulo de velocidades, onde (ΔC_w) é a diferença entre as componentes

Figura 15 – Coeficientes (ϕ) e (ψ) em função dos ângulos (α) e (β) com grau de reação $\Lambda = 0.5$



Fonte – Adaptado de (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

da velocidade absoluta na direção tangencial ($C_{w3} - C_{w2}$). Os valores do fator de difusão na região do cubo do rotor de até 0.6 e na ponta menores que 0.4 indicam a faixa recomendada (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013).

4 RESULTADOS

4.1 COMPRESSOR

4.1.1 RAZÃO DE COMPRESSÃO

A Tabela 1 exibe os valores para as variáveis das equações apresentadas na Seção 3.1, enquanto a Tabela 2 indica seus respectivos resultados. Nota-se que tanto a razão de compressão quanto o trabalho necessário no compressor assumiram valores pequenos, devido ao seu tamanho reduzido.

Variáveis	Valores
$T_{01}(K)$	298
$T_{03}(K)$	3.74
$P_{01}(Kpa)$	101
σ	0.73007
ψ	1.0400
U	70.372
η_c	0.8
$\gamma(m^2/s)$	3.5
$C_p(KJ/kg \cdot K)$	1.005

Tabela 1 – Valores das variáveis
Próprios autores

Variáveis	Valores
$(P_{03})/(P_{01})$	1.0356
\dot{W}	172.96 KW

Tabela 2 – Resultados
Próprios autores

4.2 CÂMARA DE COMBUSTÃO

Sabendo que o ar e o combustível chegam na câmara de combustão à temperatura ambiente, o termo $\Delta \bar{h}_i$ é nulo e \bar{h}_f° para o Nitrogênio e Oxigênio também são nulos, então, utilizando os dados das tabelas termodinâmicas e lembrando que os coeficientes estão em *mol* (MORAN et al., 2013) tem-se:

$$\sum_P n_e(\Delta \bar{h})_e = 9(\bar{h}_f^\circ)_{C_3H_6} - [27(\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 27(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O}]$$

$$\sum_P n_e(\Delta \bar{h})_e = 9 \cdot 10^{-6}(20410) - [27 \cdot 10^{-6}(-393520) + 27 \cdot 10^{-6}(-241820)]$$

$$\sum_P n_e(\Delta \bar{h})_e = 17,3379KJ/Kmol$$

$$27(\Delta \bar{h})_{CO_2} + 27(\Delta \bar{h})_{H_2O} + 1259.6(\Delta \bar{h})_{N_2} + 294,5(\Delta \bar{h})_{O_2} = 17,3379KJ/Kmol \quad (23)$$

O valor de cada $\Delta \bar{h}$ é obtido ao se utilizar a entalpia de cada elemento para a mesma temperatura, a Tabela 3 apresenta os valores obtidos para duas temperaturas.

Temperaturas	600K	700K
$27(\Delta\bar{h})_{CO_2}$	0.3487 KJ/Kmol	0.4796 KJ/Kmol
$27(\Delta\bar{h})_{H_2O}$	0.2834 KJ/kmol	0.3290 KJ/Kmol
$1259,6(\Delta\bar{h})_{N_2}$	11.2029 KJ/Kmol	15.0333 KJ/Kmol
$294,5(\Delta\bar{h})_{O_2}$	2.7232 KJ/Kmol	3.6818 KJ/Kmol
$\sum_P n_e(\Delta\bar{h})_e$	14.5583 KJ/Kmol	19.5229 KJ/Kmol

Tabela 3 – Dados relativos a temperatura adiabática da chama
Próprios autores

Por interpolação é possível obter a temperatura adiabática da chama de aproximadamente $665K$ e o fluxo de massa, resultante da soma da massa de ar e combustível, de aproximadamente $0.0464Kg/s$.

4.3 ESPESSURA DA LATA

Para que fosse efetuado o cálculo da espessura da lata explicado na Seção 3.3, foram utilizados na fórmula disponível em (KRZYCKI, 1996) os seguintes dados explícitos na Tabela 6. A partir do gráfico que relaciona a pressão exercida internamente na lata e a sua espessura conforme visto na Figura 13, e utilizando do algoritmo da bisseção, os valores ótimo e máximo para a espessura foram estimados e demonstrados na Tabela 5.

Variável	Valor
Faixa de pressão (KPa)	100 - 300
Relação de pressão	1.0356
Fator de segurança	1.3
σ (MPa)	12.7
d (mm)	64

Tabela 4 – Valores das variáveis
Próprios autores

Espessura	Valor
t_{ideal} (mm)	0.331
t_{max} (mm)	0.980

Tabela 5 – Resultados
Próprios autores

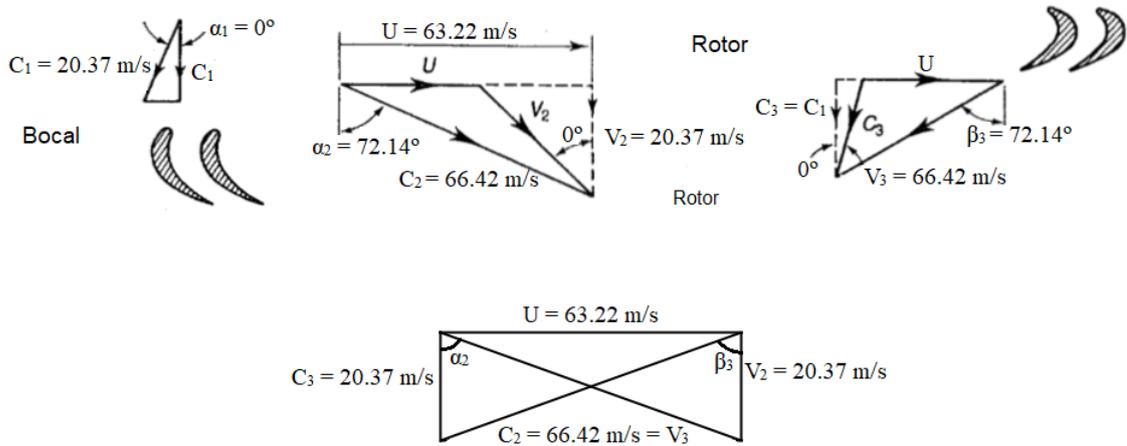
4.4 ESTÁGIO TURBINA

4.4.1 DESEMPENHO DO ROTOR AXIAL

De acordo com o método descrito na Seção 3.4, o triângulo de velocidades é construído com base nas hipóteses iniciais de regime permanente e tratando o escoamento como unidimensional. O triângulo é mostrado na Figura 16 referente diâmetro médio do rotor, válido para todos os pontos nesse diâmetro.

As componentes dos triângulos de velocidades são utilizadas para calcular os parâmetros adimensionais de desempenho do rotor, e também montar o diagrama de (Temperatura x Entropia), mostrado na Figura 17, da expansão no rotor. Observa-se a queda de temperatura no bocal de $2K$, e de $34K$ no rotor da turbina. A queda de pressão total no estágio de $2.46kPa$. A baixa queda de temperatura e de pressão se deve principalmente as dimensões reduzidas da turbina.

Figura 16 – Triângulos de velocidades



Fonte – Adaptado (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

Temperatura	Valor (K)
T_{01}, T_{02}	665
T_1	664.82
T_{2rel}, T_{3rel}	663.26
T_2	663.08
T'_2	662.98
T_{03}	661.5
T_3	661.32
T'_3	630.98
T''_3	631.04

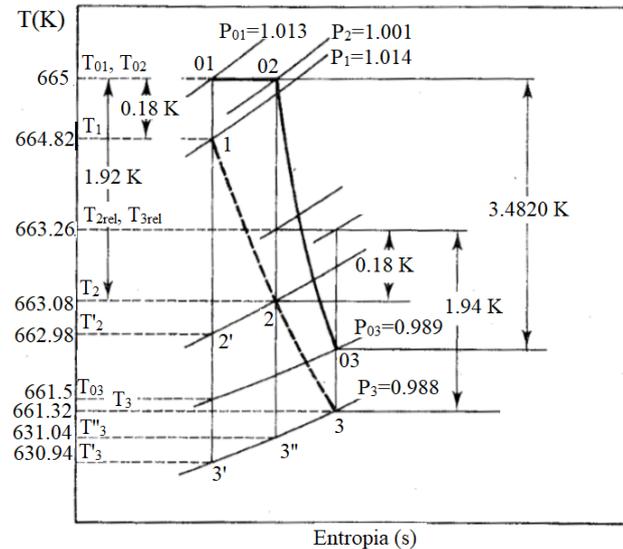
Tabela 6 – Valores de temperatura(K) utilizados no gráfico T-s
Próprios autores.

Pressão	Valor (bar)
P_{01}	1.013
P_1	1.014
P_2	1.001
P_{03}	0.989
P_3	0.988

Tabela 7 – Valores de pressão(bar) utilizados no gráfico T-s
Próprios autores.

Figura 17 – Gráfico T-s

Adaptado de (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)



Fonte – Adaptado de (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2013)

Dos parâmetros adimensionais calculados, o coeficiente de carregamento da pá $\psi = 2$, e o coeficiente de vazão $\phi = 0.6$ estão relativamente próximos da faixa recomendada, ($3 < \psi < 5$) e ($0.8 < \phi < 1$), considerando a condição que o grau de reação ($\Lambda = 0.5$) no diâmetro médio do rotor. Atentar-se para os coeficientes ψ e ϕ é importante, pois de acordo com a Figura 15 baixos valores apontam eficiências maiores.

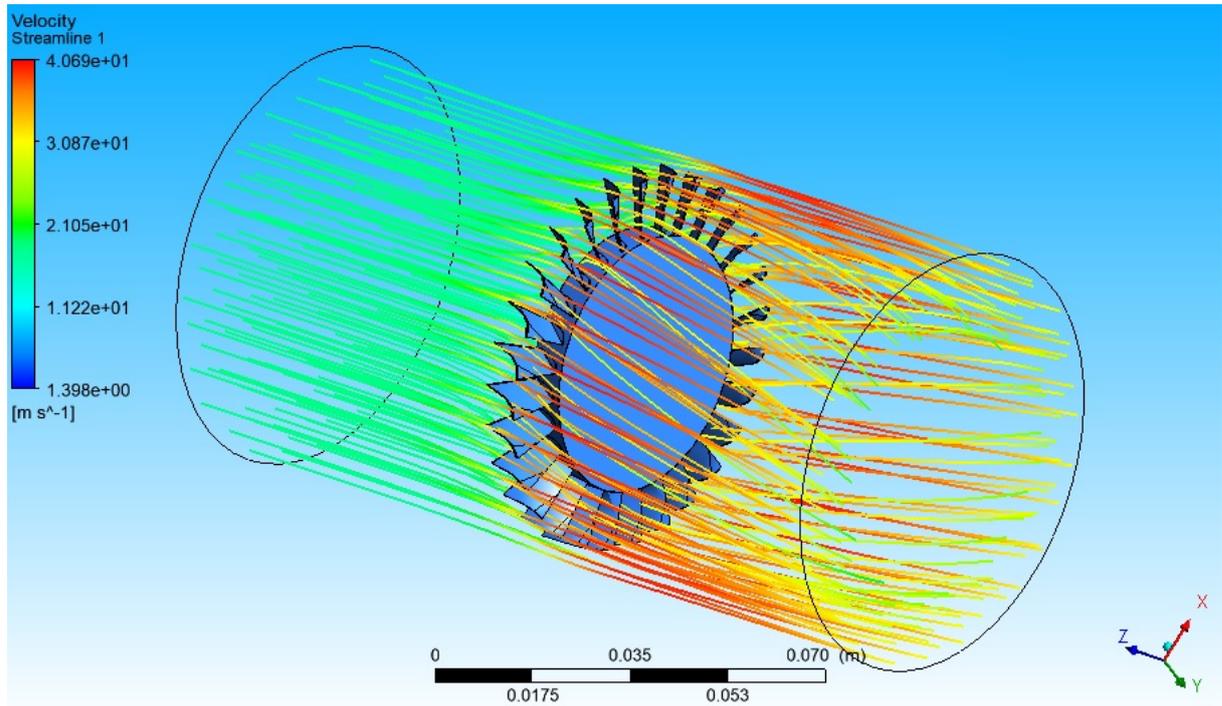
Em relação a difusão permitida no rotor, como primeiro critério o número de *DeHaller* obtido foi de 2.45, de acordo com a faixa recomendada na teoria. Como critério final de projeto o fator de difusão obtido foi de 0.053. Dado que o cálculo é executado no diâmetro médio do rotor, o valor próximo de zero indica que haverá perdas excessivas na ponta do rotor onde o fator de difusão deve ser maior que 0.4, então os ângulos de para construção das pás do rotor devem ser redimensionados, porém por ser uma mini turbina, essas perdas poderão ser desconsideradas, e assim as pás serão mantidas as mesmas.

4.4.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA (CFD)

Estava previsto no escopo deste trabalho simular através de um *software* de CFD (Dinâmica dos fluidos computacional) o funcionamento da turbina e do compressor. Porém devido aos modelos 3D dos rotores disponibilizados estarem em formato de impressão 3D (.STL) dificultou o procedimento de preparação da geometria, criação da malha e condições de contorno, o que conduziria a resultados comprometidos.

Para conduzir a simulação numérica de maneira adequada, os rotores da turbina e compressor devem ser projetados novamente, de modo que suas geometrias sejam modeladas possibilitando a criação de uma malha refinada. Porém foi possível esboçar as linhas de corrente no rotor axial, mostrado na Figura 18, através de uma simulação mais simples.

Figura 18 – Linhas de corrente



Fonte – Próprios autores

5 CONCLUSÃO

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Para os próximos semestres será dada continuidade na construção da turbina em escala reduzida, propondo modificações que melhorem o desempenho da mesma com base nos cálculos preliminares desenvolvidos neste trabalho. No Trabalho Acadêmico integrador VI, será feita a montagem do modelo representativo, especificação técnica de equipamentos e a realização de testes em funcionamento para atestar sua eficiência e verificar possíveis melhorias.

Durante o Trabalho Acadêmico Integrador VII e VIII serão executadas as melhorias propostas, reposição de peças e remontagens, além de um estudo sobre a possibilidade da integração da turbina com um mini ciclo combinado a vapor através do aproveitamento do calor rejeitado durante o funcionamento da turbina e também um estudo sobre o aumento na produção de energia elétrica devido a essa integração. Após isso, a mini turbina ficará disponível para que novos estudos sejam realizados por outros alunos, dado que o princípio de funcionamento do modelo de escala reduzida é o mesmo de uma turbina a gás real.

5.2 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho teve como objetivo principal o estudo de uma turbina a gás de dimensões reduzidas de baixo custo projetada em uma lata de alumínio. Dado a abrangência e complexidade do tema para iniciantes, o grupo utilizou grande parte do tempo para melhor estudar o funcionamento dos componentes da mesma.

Foi idealizado um compressor cujas dimensões deveriam ajustar-se ao tamanho reduzido da lata de alumínio. Posto isso, nota-se que este apresenta uma razão de compressão pífia se comparado à compressores de maior porte. Em relação à câmara de combustão, para simplificar os cálculos complexos, a mesma foi considerada como uma caixa preta, ou seja, não foi analisado o que ocorria em seu interior, como por exemplo, quedas de pressão, variações da temperatura da chama, distância para queima completa do combustível. Com tal simplificação, foram calculados uma temperatura de saída dos gases de $665K$ que não iria danificar a lata e uma vazão mássica da mistura de aproximadamente $0.0464kg/s$.

Da teoria elementar de turbinas axiais foi feito o cálculo do fator de difusão na linha média do rotor, indicando que deve-se adotar outra geometria de pá devido às perdas excessivas que ocorreriam na ponta do rotor. Considerando que o rotor em questão não foi projetado com base em nenhuma metodologia, apenas para representar o funcionamento de uma turbina em escala real, o resultado era previsto. Para projetar a geometria da pá, é necessário a aplicação da teoria de vórtice livre, escolha de perfis aerodinâmicos adequados, passo t e corda l com base na razão de solidez e relação de aspecto adequada, dentre outros parâmetros que demandariam um estudo mais profundo de projeto de turbinas a gás.

REFERÊNCIAS

- ALUMINIO, A. A. B. de. *ALUMÍNIO: CARACTERÍSTICAS QUÍMICAS E FÍSICAS*. Citado na página 21.
- ANDREWS, S.; OGDEN, H. *A Detailed Experimental Comparison of Axial Compressor Blades Designed for Free Vortex Flow and Equivalent Untwisted and Twisted Constant Section Blades*. [S.l.], 1953. Citado na página 17.
- BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 4. ed. Waltham, MA: ELSEVIER, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 5, 12 e 20.
- BRANCO, W. *EFICIÊNCIA EM PROCESSOS DE COMBUSTÃO À GÁS*. 2017. Disponível em: <http://www.gasescombustiveis.com.br/encontroglp/PALESTRAS/WAGNER_BRANCO/EFICIENCIA_PROC_COMBUSTAO_GAS_WAGNER_BRANCO.pdf>. Acesso em: 08 de abril de 2019. Citado na página 11.
- ÇENGEL, Y. *Fluid Mechanics*. [S.l.]: Tata McGraw Hill Education Private, 2010. (Çengel series in engineering thermal-fluid sciences). ISBN 9780070700345. Citado na página 23.
- ELETRIC, G. *AERODERIVATIVE AND HEAVY DUTY GAS TURBINES*. 2019. Disponível em: <<https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines>>. Acesso em: 12 de abril de 2019. Citado na página 5.
- GIAMPAOLO, T. *Gas Turbine Handbook:: Principles and practice*. 5. ed. Lilburn, GA: The Fairmont Press, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 12.
- GOLDEMBERG, J. A. Energia e desenvolvimento. *Estudos Avançados*, scielo, v. 12, p. 7 – 15, 08 1998. ISSN 0103-4014. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-40141998000200002&nrm=iso>. Citado na página 6.
- GRAVDAHL, J. T.; EGELAND, O. Centrifugal compressor surge and speed control. *IEEE Transactions on control systems technology*, IEEE, v. 7, n. 5, p. 567–579, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 11.
- INSTRUCTABLES. *Homemade Tin Can Turbine With 3d-printed Compressor*. 2018. Disponível em: <<https://www.instructables.com/id/Homemade-Tin-Can-Turbine-With-3d-printed-Compresso/>>. Acesso em: 08 de abril de 2019. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 22.
- KANPUR, I. I. of T. *A brief note on Gas Turbine Combustors*. 2019. Disponível em: <https://nptel.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/ui/Course_home-lec16.htm>. Acesso em: 10 de maio de 2019. Citado na página 20.
- KRZYCKI, L. J. *HOW to DESIGN, BUILD and TEST SMALL LIQUID-FUEL ROCKET ENGINES*. 1. ed. China Lake CF: ROCKETLAB, 1996. Disponível em: <<http://www.cientificosaficionados.com/libros/cohetes.pdf>>. Acesso em: 20 de maio de 2019. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 26.
- LEFEBVRE, A. H. *Gas turbine combustion*. [S.l.]: CRC press, 1998. Citado na página 12.
- MASSA, P. L. *Tabela 1: Temperatura do ponto de fusão de algumas substâncias*. Citado na página 20.

- MORAN, M. J. et al. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. Citado na página 25.
- ROYCE, R. *MT30 Marine Gas Turbine*. 2019. Disponível em: <<https://www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx>>. Acesso em: 16 de abril de 2019. Citado na página 5.
- SARAVANAMUTTOO, H. I.; ROGERS, G.; COHEN, H. *Gas Turbine Handbook:: Gas turbine theory*. 5. ed. India: PEARSON, 2013. Citado 12 vezes nas páginas 9, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 19, 23, 24, 27 e 28.
- SIEMENS. *Reliable gas turbines: Aero-derivative, industrial and heavy-duty gas turbines up to 593 mw*. 2019. Disponível em: <<https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines.html>>. Acesso em: 16 de abril de 2019. Citado na página 5.
- SILVA, M. G. da; GUIMARÃES, L. dos S. Uso do Índice de desenvolvimento humano como instrumento de projeção de demanda de energia elétrica. *Economia e Energia*, 2012. Disponível em: <<http://ecen.com/eee86/eee86p/eee86.pdf>>. Acesso em: 16 de abril de 2019. Citado na página 6.
- VELÁSQUEZ, E. I. G. Otimização do projeto e do canal de passagem do rotor e do difusor de um compressor centrífugo para turbina a gás. 2013. Citado 3 vezes nas páginas 8, 9 e 10.
- ZUK. *Soprador de Folhas Costal a Gasolina 33 Cilindradas Garthen*. 2019. Disponível em: <<https://site.lojaszuk.com.br/produto/?p=Soprador-de-Folhas-Costal-a-Gasolina-33-Cilindradas-Garthen>>. Acesso em: 21 de junho de 2019. Citado na página 19.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 7. ed. [S.l.]: Bookman Editora, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 19.