

**INSTITUTO FEDERAL**

Minas Gerais

Campus Avançado Arcos

Aryelton Dias Gonçalves

Douglas Melo Santos

Lucas de Souza Lemos

Marcos Raphael Batista Gonçalves

Maxwell Jonathan Azevedo Santos

**Estudo e montagem de uma turbina a gás de dimensões  
reduzidas em uma lata metálica.**

Arcos, MG

15 de dezembro de 2019

# RESUMO

Este trabalho tem como objetivo demonstrar como é o funcionamento de uma turbina a gás de dimensões reduzidas de estágio único, tendo como componentes um compressor, câmara de combustão e turbina, operando segundo o ciclo *Brayton* ideal, uma simplificação idealizada do ciclo termodinâmico que as turbinas a gás utilizam. O trabalho apresenta um estudo de deformação nas pás em relação à temperatura máxima de operação, utilizando as ferramentas de análise estrutural e térmica do *Ansys* acadêmico, limitando a deformação permitida as restrições do projeto. A dinâmica dos fluidos computacional (CFD) foi utilizada para simular o escoamento no rotor e estimar a potência e eficiência isentrópica da turbina. Também serão apresentadas as especificações dos materiais para a montagem da turbina, demonstrando como é o modo de operação e o procedimento de montagem. O projeto agrega conhecimento sobre um importante e complexo dispositivo de geração de energia, para o qual grande parte do material disponível e de qualidade se encontra em língua estrangeira, o que remete à relevância do desenvolvimento do tema no Brasil.

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

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>3</b>
1.1	Objetivo geral	4
1.2	Objetivos específicos	4
1.3	Justificativa	4
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>5</b>
2.1	Mecanismos de transferência de calor	5
2.2	Cálculo do coeficiente de convecção e transferência de calor	7
2.3	Dinâmica dos fluidos computacional	8
2.4	Processos de Fabricação	11
2.4.1	Usinagem	11
2.4.2	Conformação mecânica	11
2.4.3	Solda por brasagem e Solda ponto	11
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>13</b>
3.1	Cálculo do coeficiente de convecção	13
3.1.1	Cálculo da deformação da pá	13
3.2	Preparação da geometria e malha para simulação do escoamento	14
3.2.1	Condições de contorno	16
3.3	Fabricação do protótipo	17
3.3.1	Especificações Técnicas dos Componentes	17
3.3.2	Eixo central	19
3.3.3	Cubo e auxiliares	20
3.3.4	Compressor e extrator	21
3.3.5	Câmara de combustão	22
3.3.6	Queimador de gás	22
3.3.7	Palhetas fixas e móveis	23
3.3.8	Montagem das partes	25
3.3.9	Instruções de funcionamento	25
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>27</b>
4.1	Valores escoamento interno	27
4.2	Cálculo da deformação da pá	27
4.3	Potência da turbina	28
4.4	FINALIZAÇÃO DO PROTÓTIPO E FUTURAS MELHORIAS	29
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>30</b>
	REFERÊNCIAS	31

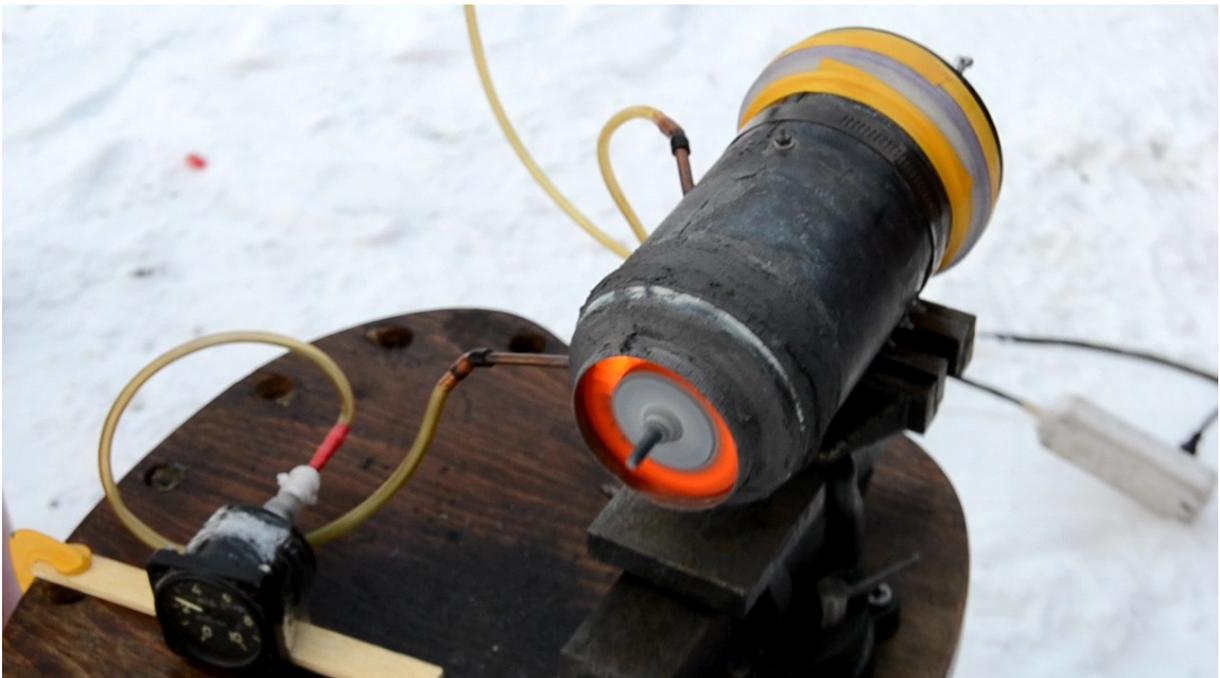
# 1 INTRODUÇÃO

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 e expansão em uma turbina para gerar trabalho de eixo e realizar a exaustão. A grande vantagem das turbinas a gás é sua alta potência frente ao espaço necessário para instalação. A maior desvantagem consiste no elevado custo de implantação e manutenção (SIEMENS, 2019).

Com o avanço das tecnologias, melhorias nos processos metalúrgicos e de conformação, as turbinas a gás evoluíram de maneira significativa, em diferentes áreas. Por exemplo, as turbinas que são utilizadas na aeronáutica necessitam ser leves para não influenciar negativamente no voo, segundo Royce (2019). De acordo com Electric (2019), quando não se tem limite em relação ao peso ou dimensão, que é o caso das turbinas industriais, é possível obter grandes quantidades de potência, de 34 MW a 571 MW.

O presente trabalho trata-se da continuação de um trabalho anterior de Gonçalves et al. (2019), no qual foi feito um estudo de uma turbina a gás de dimensões reduzidas de único estágio e seus componentes principais, sendo eles: compressor, câmara de combustão e rotor. Além da revisão dos estudos feitos previamente, novos estudos sobre a montagem do equipamento, operação e integridade dos componentes foram feitos para esta etapa do projeto. A Figura 1 mostra o modelo base utilizado para elaboração do projeto.

Figura 1 – Turbina Modelo



Fonte – (INSTRUCTABLES, 2018)

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Estudo e montagem de uma turbina a gás de dimensões reduzidas, que opere segundo o ciclo *Brayton* aberto dentro de uma lata metálica.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Fabricar e montar os componentes;
- Estimar a potência e eficiência da turbina;
- Fazer as especificações técnicas e de custo.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

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 significativa capacidade de inovação.

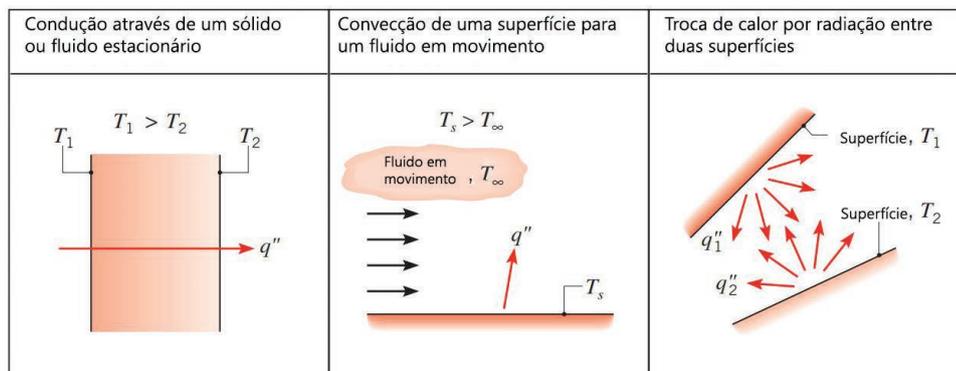
Do ponto de vista acadêmico, as turbinas a gás representam um aglomerado de diferentes disciplinas, onde o aluno poderá ter contato com variadas aplicações práticas de matérias como Mecânica dos Fluidos, Termodinâmica, Resistência dos Materiais, Química e Transferência de Calor, entre outras.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor pode se dar de três formas diferentes: através da condução, da convecção e da radiação (BERGMAN et al., 2011). Na Figura 2 é possível observar um modelo esquemático dos três processos de transferência de calor.

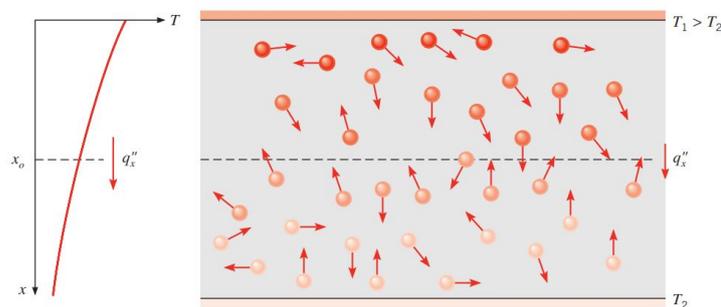
Figura 2 – Formas de transferência de calor



Fonte – Adaptado BERGMAN et al. (2011)

A condução de calor pode ser definida como a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, de acordo com ÇENGEL e GHAJAR (2015). A seguir, na Figura 3, uma representação esquemática do processo de condução.

Figura 3 – Representação esquemática do processo de condução de calor



Fonte – Adaptado (BERGMAN et al., 2011)

O processo de transferência de calor por condução é regido pela lei de Fourier, que, para

transferência de calor por condução unidimensional, é dada por:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Em que  $q_x''$  é o fluxo de calor ( $W/m^2$ ) transferido por unidade de área através da direção  $x$ .  $K$ , o coeficiente de condutividade térmica ( $W/m \cdot k$ ), depende do tipo de material. Para um regime permanente e uma distribuição de temperatura linear, o gradiente de temperatura  $\frac{dT}{dx}$  se torna:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2)$$

Com isso, a lei de *Fourier* para o fluxo de calor unidimensional se torna:

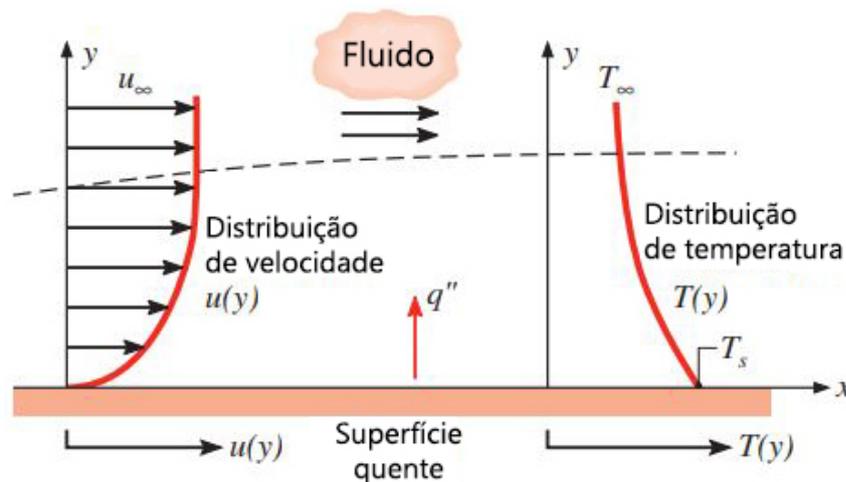
$$q_x'' = k \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (3)$$

Já a convecção é a forma de transferência de calor que se dá entre um corpo sólido e o fluido que toca esse corpo, um processo combinado entre a condução e o movimento do fluido. Segundo ÇENGEL e GHAJAR (2015), quanto maior for a velocidade do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. A transferência de calor por convecção pode ser expressa através da lei de resfriamento de Newton, mostrada a seguir:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (4)$$

Em que  $h$  é o coeficiente de convecção térmica do fluido,  $A$  a área do corpo em contato com o fluido,  $T_s$  a temperatura do corpo e  $T_\infty$  a temperatura do fluido.

Figura 4 – Representação esquemática da convecção

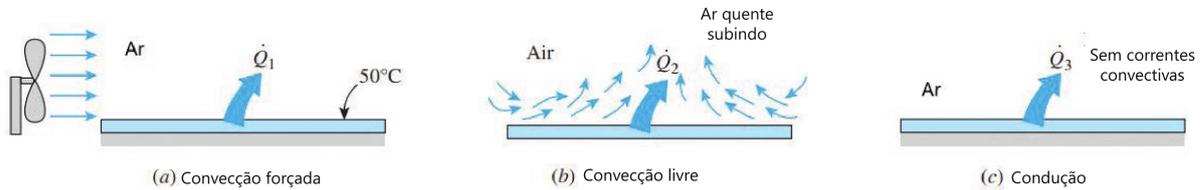


Fonte – Adaptado (BERGMAN et al., 2011)

Existem dois tipos de convecção, a convecção livre e a convecção forçada. Segundo ÇENGEL e GHAJAR (2015), na convecção livre o fluido escoar naturalmente ao redor do corpo devido às forças de flutuação do fluido, por causa das diferenças de densidade geradas pelas

variações de temperatura do fluido. A convecção forçada ocorre quando o fluido é induzido por um compressor, ventilador ou soprador a fluir por um corpo.

Figura 5 – Exemplos de convecção



Fonte – Adaptado (ÇENGEL; GHAJAR, 2015)

Segundo ÇENGEL e GHAJAR (2015), a radiação é a energia emitida por ondas eletromagnéticas, que contrário de outras formas de transferência, não necessita de um meio interveniente para ocorrer. Ainda segundo ÇENGEL e GHAJAR (2015), todos os corpos com temperaturas diferentes do zero absoluto emitem radiação térmica, uma energia que não sofre atenuação no vácuo, sendo a forma pela qual o Sol fornece energia para a Terra.

## 2.2 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os principais números adimensionais relacionados a análise térmica são o número de Reynolds ( $Re$ ), número de Prandtl ( $Pr$ ) e o número de Nusselt ( $Nu$ ). O número de Reynolds representa a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas de um fluido escoando, dado pela fórmula (BAUKAL, 2000):

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (5)$$

Em que  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V$  a velocidade do escoamento,  $D$  o diâmetro de entrada do escoamento,  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido. O número de Reynolds informa a que tipo de escoamento que o fluido está sujeito; para valores de Reynolds menores que 2300 o fluido apresenta um escoamento laminar, de 2300 até 4000 o fluido apresenta um escoamento indeterminado, e para valores acima de 4000 o regime de escoamento é completamente turbulento.

O número de Prandtl representa a relação entre o momento de difusão térmica e a constante de difusão, sendo dado pela fórmula:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (6)$$

Onde  $c_p$  é o calor específico do fluido a pressão constante e  $k$  a constante de condutividade térmica.

O número de Nusselt, por sua vez, é a razão entre as taxas de convecção e condução em transferência de calor.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (7)$$

Em que  $h$  é o coeficiente de convecção térmica do fluido. O número de Nusselt geralmente é escrito em função do número de Prandtl e do número de Reynolds, através da fórmula dada por Bejan (2013), para valores de Reynolds de  $2 \times 10^4 < Re_D < 10^6$ , em escoamentos internos:

$$Nu(Re, Pr) = 0,023Re_D^{4/5} Pr^{2/5} \quad (8)$$

A taxa de transferência de calor através da pá do rotor pode ser calculada por:

$$Q = hA(T_f - T_\infty) \quad (9)$$

Em que  $A$  é a área superficial da pá,  $T_f$  a temperatura do fluido que atinge a pá e  $T_\infty$  a temperatura do ambiente.

## 2.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluidos computacional (CFD *Computational Fluid Dynamics*) é uma técnica que utiliza as ferramentas do cálculo numérico para solução de problemas de escoamento de fluidos que não podem ser resolvidos analiticamente, por possuírem domínios e condições de contorno complexos. Apesar de todos os progressos da Matemática desde então, ainda não é possível resolver analiticamente as equações de *Navier-Stokes* e a equação da energia para problemas reais de engenharia, os quais possuem domínios e condições de contorno complexos (SARMIENTO, 2013).

Considerando o escoamento de um fluido newtoniano tridimensional em regime permanente, incompressível, laminar, com propriedades constantes e sem efeitos de superfície livre, as equações do movimento que devem ser resolvidas numericamente pela CFD são as seguintes:

- Continuidade:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

- Momento na direção x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

- Momento na direção y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (12)$$

- Momento na direção z:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (13)$$

- Equação da energia:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \beta T \left( u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \Phi \quad (14)$$

Onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $\nu$  a viscosidade cinemática,  $P$  é a pressão e  $u$ ,  $v$  e  $w$  representam as velocidades em  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente.

Para um escoamento turbulento, a simulação do escoamento é mais complexa. O motivo é que as características de menor escala do campo de escoamento turbulento sempre são temporárias e tridimensionais - as estruturas de vórtice, de turbilhão e aleatórias chamadas de vórtices turbulentos de todas as orientações surgem em um escoamento turbulento (ÇENGEL; BOLES, 2013). Devido a esse comportamento do escoamento turbulento, são assumidas algumas simplificações para que se torne possível a simulação numérica.

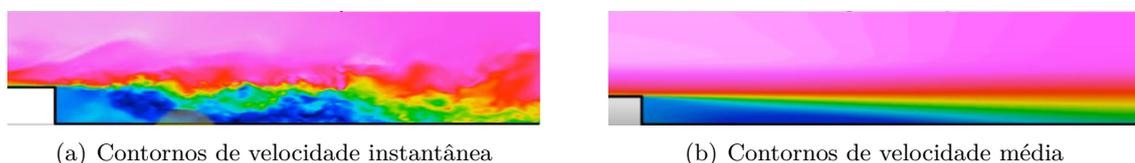
Neste trabalho foi adotado o modelo de turbulência  $k - \epsilon$  para modelar o escoamento turbulento na mini turbina, conforme descrito no capítulo 3. Modelos de turbulência utilizam modelos matemáticos para levar em conta a combinação aperfeiçoada e a difusão causada por vórtices turbulentos (ÇENGEL; BOLES, 2013). Em um modelo de turbulência a equação de *Navier Stokes*, Equações 11, 12 e 13 são substituídas pela equação de Navie-Stokes média de Reynolds (RANS), mostrada a seguir para um escoamento incompressível e permanente:

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij} \text{ turbulento}) \quad (15)$$

O termo  $\tau_{ij} \text{ turbulento}$  é um elemento conhecido como tensor específico de Reynolds.

O papel que a Equação (15) desempenha que é extremamente útil para os engenheiros consiste em obter as propriedades do escoamento com base em uma média das variações dessas propriedades ao longo de um pequena escala de tempo, obtendo uma solução média temporal. Como exemplo prático a Figura 6 mostra como a Equação RANS aproxima do comportamento real do escoamento.

Figura 6 – Contornos de velocidade de um escoamento sobre um ressalto



Fonte – (KHOO, 2017)

Os modelos de turbulência baseado nas equações RANS mais conhecidos atualmente são descritos abaixo (OLIVEIRA, 2014):

- *Spalart-Allmaras*
- $k - \epsilon$

- RNG  $k - \epsilon$
- *Realizable*  $k - \epsilon$
- $k - \omega$
- $k - \omega$  SST
- Reynolds Stress Model

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), a resolução de um problema utilizando CFD passa pelas seguintes etapas:

1. Pré-Processamento:

- a) Modelagem da geometria de interesse e preparação do domínio computacional para geração da malha;
- b) Geração da malha adequada para o tipo de problema específico;
- c) Definição das condições de contorno e especificação do material do fluido e dos sólidos analisados, premissas, aproximações e a seleção dos fenômenos que se desejam modelar.

2. *Solver*:

- a) Definição do critério de convergência e/ou número máximo de iterações;
- b) Integração das equações da conservação de massa, momento e energia nos subdomínios definidos;
- c) Solução das equações.

3. Pós processamento:

- a) Leitura dos gráficos dos campos de pressão e velocidade;
- b) Visualização das linhas de corrente;
- c) Leitura dos resultados das propriedades e parâmetros monitorados para o tipo de fenômeno analisado.

Também são utilizados elementos finitos para calcular a dilatação térmica das pás do rotor devido às elevadas temperaturas às quais as mesmas são submetidas. Esta deformação é calculada através da ferramenta *Steady State Thermal Analysis*, do ANSYS®, que faz uma análise em regime permanente das tensões térmicas geradas em um sólido dadas as condições de contorno aplicadas, nesse caso baseadas na distribuição de temperatura da pá obtida pela CFD. Os resultados obtidos nesta análise foram exportados para a ferramenta *Static Structural Analysis*, onde a estrutura é fixada e são aplicadas outras condições de contorno como carregamento devido ao movimento de rotação do rotor para obter a deformação da pá.

## 2.4 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

Devido as várias etapas de fabricação utilizadas no projeto, os vários processos envolvidos serão abordados, resumidamente, a seguir.

### 2.4.1 USINAGEM

É o processo que possui capacidade para fabricar peças que possuem geometrias complexas com alta precisão, utilizado principalmente em materiais metálicos, mas que pode também ser utilizado na fabricação de peças de madeira e plástico.

O processo de usinagem possui elevado custo comparado com processos de fundição e forjamento, quando utilizado para produção de poucas peças, onde opta-se então por utilizar outros processos para elaborar a parte principal da peça e a usinagem apenas para o acabamento superficial. Ao se tratar de fabricação seriada o mesmo possui baixo custo, devido a não necessidade de retrabalhos após ser finalizado.

### 2.4.2 CONFORMAÇÃO MECÂNICA

Segundo Rocha (2012), conformação mecânica é um processo de fabricação onde o metal é submetido a determinado esforço de prensagem, que faz com que o metal se deforme seguindo a forma da matriz desejada ou se deforme livremente quando não possuir nenhuma matriz.

Usualmente se utilizam prensas hidráulicas ou mecânicas para realização deste processo, devido aos corpos metálicos necessitarem de grandes esforços para serem deformados plasticamente. Caso o material a ser conformado não necessite de grande esforço para ser deformado, o mesmo pode ser conformado com maquinário de menor porte, como prensas de menores, morsas ou ferramentas manuais.

### 2.4.3 SOLDA POR BRASAGEM E SOLDA PONTO

Brasagem é o método utilizado para realização de solda por adição de material metálico, onde o metal de adição possui menor ponto de fusão em relação aos metais que serão unidos. Este tipo de processo usualmente utiliza maçarico para fazer a fusão entre o material de adição e os metais que serão ligados.

Segundo Chiaverini (1986), em lotes pequenos utiliza-se o metal de adição na forma de varetas finas. O metal da vareta é aquecido, chegando ao seu ponto de fusão; com isso, o metal fundido preenche os locais vagos por capilaridade onde deve ser soldado. Para que a ação da capilaridade seja efetiva, o vão entre as partes a serem unidas deve ser pequeno, podendo variar entre 0,013 *mm* a 0,075 *mm*.

A solda ponto é muito utilizada quando se necessita realizar a junção de duas peças ou a junção de partes de uma mesma peça, sendo que essas peças são normalmente chapas finas. Esse processo não é usualmente utilizado em chapas grossas, visto que o mesmo não consegue realizar com precisão a ligação entre chapas grossas.

Segundo Pereira et al. (2016), o método de funcionamento pelo qual este processo ocorre se dá pela sobreposição das peças que serão unidas, que em seguida são pressionadas uma contra a outra através de um eletrodo, movimentado por uma força mecânica, hidráulica, pneumática ou a mistura das três. Quando o eletrodo está na posição correta para soldagem, ocorre a transferência de corrente elétrica do eletrodo para o metal, fazendo com que na parte de contato a temperatura do material aumente e ocorra a fundição entre as partes das peças pelo efeito Joule.

Com o avanço da tecnologia, principalmente da robótica, o processo de solda ponto é feito nas indústrias em sua maioria por robôs, que fazem a soldagem, inspeção e manuseio da peça, reduzindo a necessidade de operadores, reduzindo os índices de falhas e possíveis acidentes.

Deve-se ressaltar que este tipo de solda não faz com que a massa do material aumente, visto que não é utilizado metal de adição e também não provoca grandes deformações que prejudiquem a funcionalidade do material, uma vez que não ocorre fusão com o uso de metal base.

## 3 METODOLOGIA

Neste capítulo será discutido sobre os parâmetros adotados para realização do cálculo do coeficiente de convecção, bem como as considerações feitas. Em seguida serão explicados os procedimentos utilizados para realizar o pré-processamento do modelo do rotor, geração da malha e condições de contorno para a simulação do escoamento e análise da deformação das pás. Por fim, a especificação técnica dos componentes, bem como o passo a passo adotado para a construção do protótipo da turbina a gás.

### 3.1 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO

Assumindo que o escoamento é turbulento, permanente e não completamente desenvolvido, utilizaram-se os dados do ar disponíveis na Tabela A-15 (ÇENGEL; GHAJAR, 2015). Além disso desprezou-se os efeitos de compressão do ar realizado pelo compressor, e a temperatura do mesmo na câmara de combustão de 600 °C como especificado por Gonçalves et al. (2019).

Tabela 1 – Dados referentes ao ar à pressão de 1 atm

Temperatura °C	Densidade $\rho, kg/m^3$	Calor específico $c_p, J/kg \cdot K$	Condutividade térmica $k, W/m \cdot K$
600	0.4042	1115	0,06093

Difusividade térmica $\alpha, m^2/s$	Viscosidade Dinâmica $\mu, kg/m \cdot s$	Viscosidade Cinemática $\nu, m^2/s$	Numero de Prandtl $Pr$
$1,352 \times 10^{-4}$	$3,846 \times 10^{-5}$	$9,515 \times 10^{-5}$	0,7037

Fonte – Adaptado ÇENGEL e GHAJAR (2015)

Tabela 2 – Informações sobre a turbina e o escoamento

Diâmetro de entrada $D, mm$	Velocidade do ar $V, m/s^2$	Vazão mássica $\dot{m}, kg/s$
50	44,25	0,0452

Fonte – Próprios Autores

#### 3.1.1 CÁLCULO DA DEFORMAÇÃO DA PÁ

A importância de se calcular a dilatação térmica nesse projeto se deve pela pequena folga entre o topo da pá e o seu conjunto. De acordo com Instructables (2018), essa folga não pode passar de 0,5 mm para que não ocorra a expansão livre dos gases aquecidos, o que inviabilizaria o funcionamento do projeto.

Enquanto isso, Schreckling (2005) defende que, em que alguns modelos de mini turbina, deve haver uma precisão entre o rotor e a carcaça de 0,15 mm a 0,2 mm. Para tais níveis de

precisão, podem ser necessários processos de fabricação mais refinados, o que aumentaria o custo do projeto.

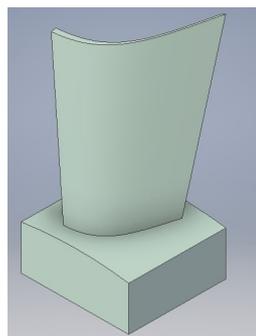
Assim, é preciso calcular a dilatação máxima no rotor, para garantir a integridade do componente depois de aquecido.

De acordo com Tipler e Mosca (2009), a expansão ou contração podem ser calculadas através da medida inicial do raio ( $r_o$ ), do coeficiente de expansão linear do material ( $\alpha$ ) e da diferença de temperatura ( $\Delta T$ ), Equação 16.

$$\Delta L = \alpha \cdot r_o \cdot \Delta T \quad (16)$$

Considerando a simetria dos componentes, apenas uma pá do rotor da turbina foi modelada no *software Autodesk Inventor*®, apresentada na Figura 7. A pá tem 22 mm de altura, 70 mm de diâmetro externo, 8 mm de corda e 0,2 mm de espessura. Com esta geometria, é feita uma análise térmica e estrutural obtendo a dilatação da pá devido ao fluxo de gases em alta temperatura.

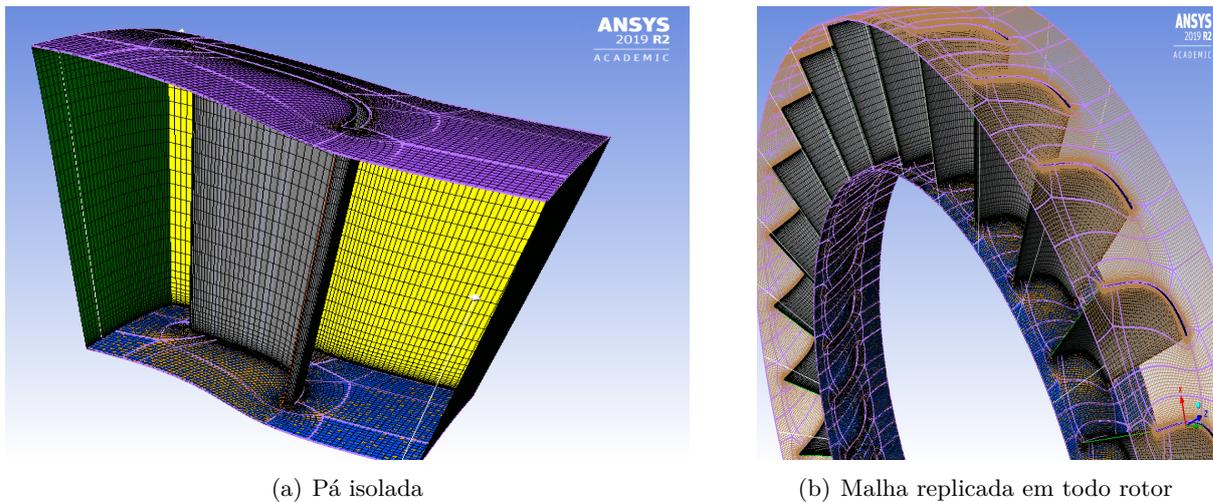
Figura 7 – Geometria da pá



Fonte – Próprios autores

## 3.2 PREPARAÇÃO DA GEOMETRIA E MALHA PARA SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO

A geometria foi exportada para o *software Ansys Student*®, sendo necessária a criação de um canal, onde é definida a direção do escoamento, envolvendo a pá para criação da malha. Foi gerada, pela ferramenta Turbo Grid®, uma malha estruturada com 378.200 nós e 360.960 elementos, consideravelmente refinada para licença estudantil que tem um limite de 512.000 elementos. Devido a essas limitações, não foi feito um teste de independência de malha, porém a malha gerada apresentou elementos de boa qualidade, boa relação de aspecto e *skewness* (distorção dos elementos). Foram adotados elementos hexaédricos, controlando o tamanho dos elementos através de um fator global, que é fixado e utilizado para promover um refinamento proporcional da malha. Neste caso foi utilizado um fator global de tamanho de 1,2. A Figura 8 apresentar a malha gerada para uma pá e replicada para as 28 pás do rotor.

Figura 8 – Malha gerada no *Turbo Grid*

Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

Após gerar a malha corretamente, as condições de contorno adequadas devem ser especificadas para a solução equações de continuidade, momento e energia para o escoamento no rotor. O domínio computacional mostrado na Figura 8a, é definido como estacionário, com movimento de rotação de 21.000 rpm, valor estimado para este tipo de mini turbina (INSTRUCTABLES, 2018).

Dado que o escoamento no rotor da turbina é turbulento, pelo cálculo do número de *Reynolds* (seção 2.2), foi necessário definir o modelo de turbulência adequado para este caso (seção 2.3). De acordo com (KESSLER, 2016), algumas considerações devem ser feitas sobre a modelagem de turbulência com a CFD:

- Apresenta irregularidades: Não pode ser modelada a partir de equações determinísticas.
- Difusão: A turbulência aumenta a taxa de mistura do fluido.
- Dissipação: A turbulência é altamente dissipativa. Caso a fonte de energia seja removida, a turbulência desaparece instantaneamente.
- Tridimensionalidade: A turbulência é um fenômeno tridimensional.
- Transiente: A turbulência é um fenômeno que varia no tempo.

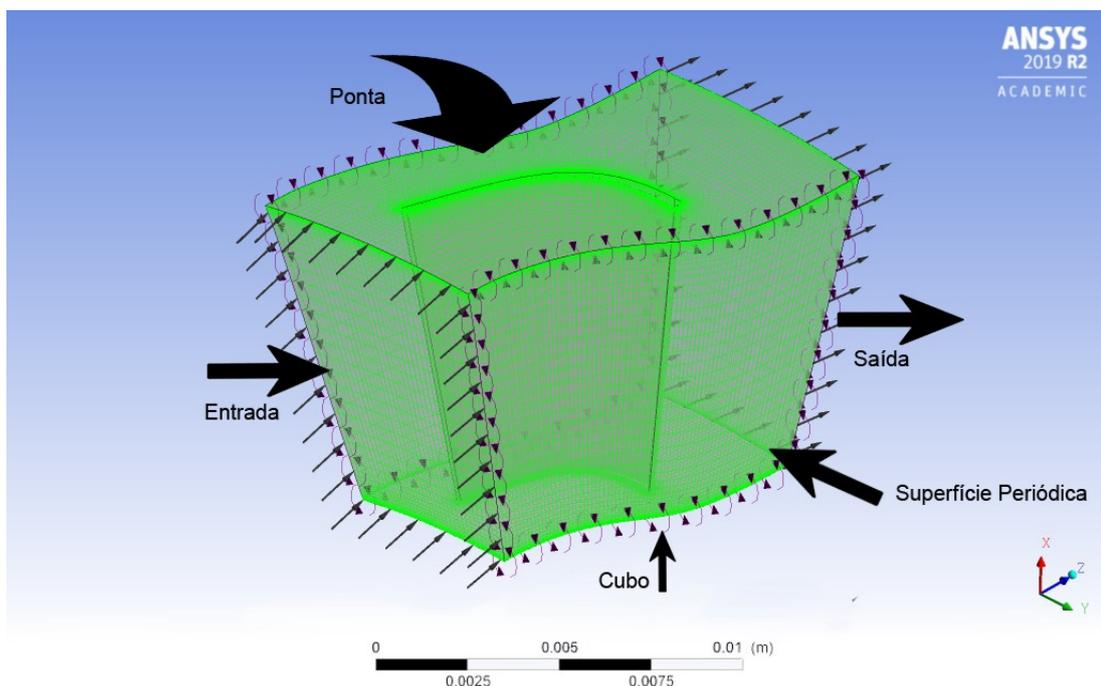
O modelo de turbulência  $k - \epsilon$  foi escolhido por ser robusto, econômico e apresentar precisão razoável, razão pela qual é muito utilizado na indústria para simular escoamentos (NIECKELE, 2019). Este modelo contém funções de parede, não sendo necessária a simulação na região da camada viscosa laminar e da camada intermediária. Geralmente, não é indicado para escoamentos onde existem grandes regiões de separação, gradientes adversos, altas curvaturas de linha de corrente e altos gradientes de pressão (OLIVEIRA, 2014). O modelo  $k - \epsilon$  adiciona duas equações de conservação para simulação numérica, uma para a energia cinética da turbulência  $k$  e a segunda para a taxa de dissipação  $\epsilon$ .

A energia cinética da turbulência  $k$  é uma medida de quanta energia há nas flutuações e a taxa de dissipação  $\epsilon$  mede a taxa na qual essa energia é dissipada. Não serão abordadas com detalhes as características desse modelo por não ser o foco desse trabalho. Mais informações sobre modelos de turbulência são encontrados detalhadamente em (CEBECI, 2003).

### 3.2.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno são especificadas nas superfícies do domínio computacional apresentado na Figura 9, também chamado de canal periódico.

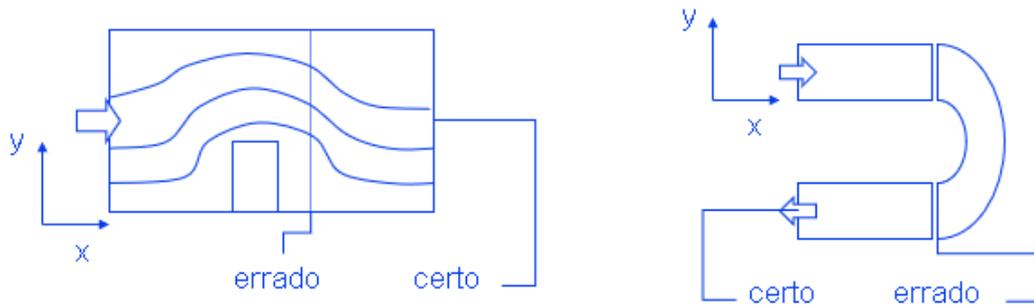
Figura 9 – Domínio Computacional



Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

1. Entrada: É especificada a vazão mássica constante de  $0,0452 \text{ kg/s}$ . É necessário especificar o valor de  $k$  (energia cinética turbulenta) e  $\epsilon$  (taxa de dissipação turbulenta). Como valores apropriados não são conhecidos, é especificada uma intensidade  $I$  e escala de comprimento de turbulência  $l$  médios. A temperatura de estagnação do gás é especificada em  $600^\circ\text{C}$ .
2. Saída: Na superfície de saída é especificada a pressão relativa como  $0 P_a$ .  
A saída do domínio computacional normalmente deve ser posicionada numa região onde o escoamento seja o mais paralelo possível, Figura 10. Isto é, não se recomenda posicionar a saída numa região com recirculação, na saída de uma curva ou outras quaisquer onde o escoamento está sujeito a descolamentos ou recolamentos à superfície (ROSA, 2019).
3. Paredes: A superfície inferior (*hub*) e superior (*shroud*) do domínio computacional são especificadas como paredes adiabáticas com a condição de não escorregamento. A pá

Figura 10 – Local da superfície de saída



Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

também é especificada como parede, porém com uma rugosidade definida para o aço galvanizado de  $0,00026\text{ m}$  e não adiabática.

4. Superfícies periódicas: A condição de periodicidade rotacional é aplicada nas paredes do domínio computacional, igualando as propriedades com as células vizinhas do plano periódico oposto.

### 3.3 FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO

#### 3.3.1 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS COMPONENTES

A confecção do protótipo foi dividida em partes, não necessariamente em ordem específica, já que os procedimentos foram sendo realizados conforme aquisição dos materiais necessários. A lista de componentes e seus respectivos preços encontra-se na Tabela 3, ressaltando que no valor total não foram contabilizadas mão de obra e horas-máquina, mas se estima que seria necessária 48 horas para montagem, e supondo que um mecânico cobra em média 30,00 reais/hora, resultaria em um acréscimo de aproximadamente R\$ 1440,00, chegando a um valor total para o protótipo de R\$ 1671,80.

Tabela 3 – Especificações Técnicas dos Componentes

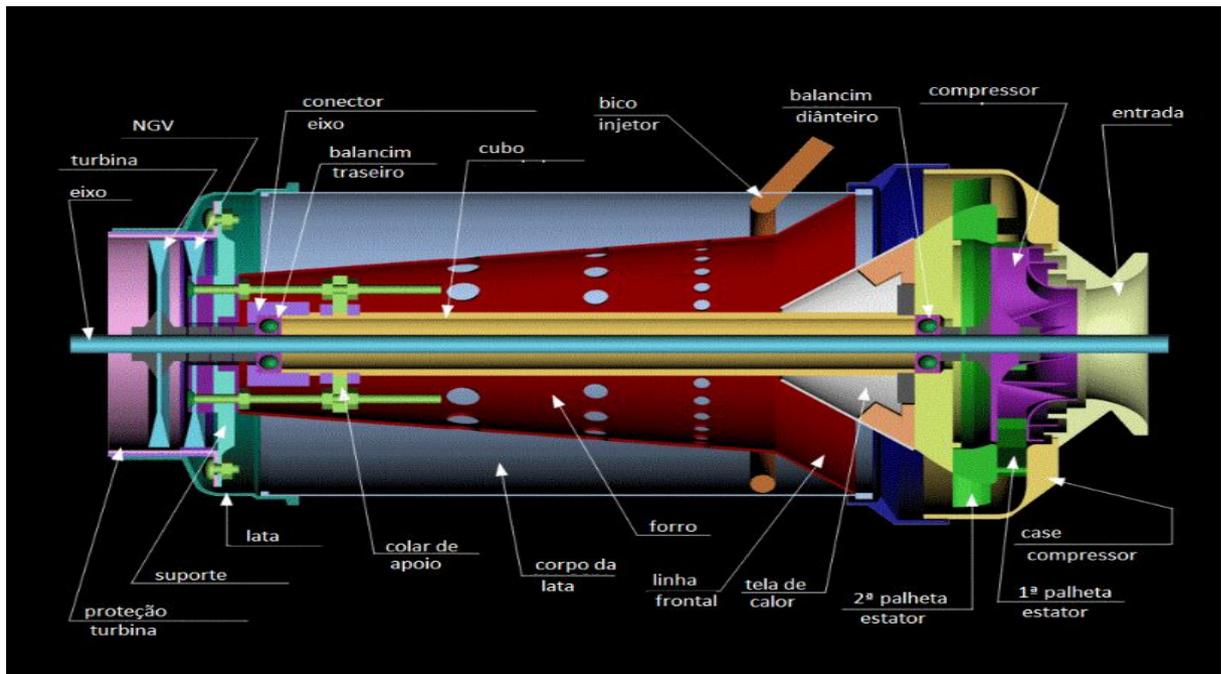
<b>Qtd.</b>	<b>Componentes</b>	<b>Preço</b>
01	Impressão dos modelos 3D em PLA	R\$ 24,00
02	Rolamentos 626zz / 2º Linha	R\$ 4,00
01	Haste trefilada $\phi 6\text{ mm} \times \phi 220\text{ mm}^*$	R\$ 5,00
01	Folha de aço galvanizado $1\text{ m} \times 1\text{ m} \times 0,5\text{ mm}$ de espessura*	R\$ 27,00
01	Conector tubo-mangueira 1/2"	R\$ 12,00
02	Porca fina com rosca de 1/2" gás $\times 3\text{ mm}$ espessura*	R\$ 5,00
01	Tubo de 1/2" $\times 150\text{ mm}$ comprimento*	R\$ 2,00
01	Tubo de cobre $\phi 7/16"$ int. $\times \phi 5/8"$ ext.	R\$ 10,00
06	Porcas sextavadas M6	R\$ 0,60
20	Porcas sextavadas M3	R\$ 0,40
40	Arruelas lisas $4\text{ mm}$ int.	R\$ 0,80
01	Braçadeira de rosca com min. 64 mm e máx. 83 mm	R\$ 3,00
02	Braçadeira de rosca com min. 89 mm e máx. 108 mm	R\$ 7,00
01	Lata $\phi 100\text{ mm} \times 145\text{ mm} \times 0,2\text{ mm}$ espessura*	R\$ 0,10
01	Silicone para alta temperatura 50g	R\$ 10,00
01	Maçarico portátil	R\$ 30,00
03	Refil de gás inflamável 227g	R\$ 15,70
01	Mangueira de pneumática de 1/4" com 3 m de comprimento	R\$ 6,00
01	Registro de gás	R\$ 12,00
<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 231,80</b>

\* Valor estimado, itens doados ou confeccionados.

Fonte – Próprios autores

De modo a simplificar o entendimento sobre os componentes de uma turbina, na Figura 11 é mostrado uma turbina em corte com os respectivos nomes de cada componente.

Figura 11 – Turbina em corte

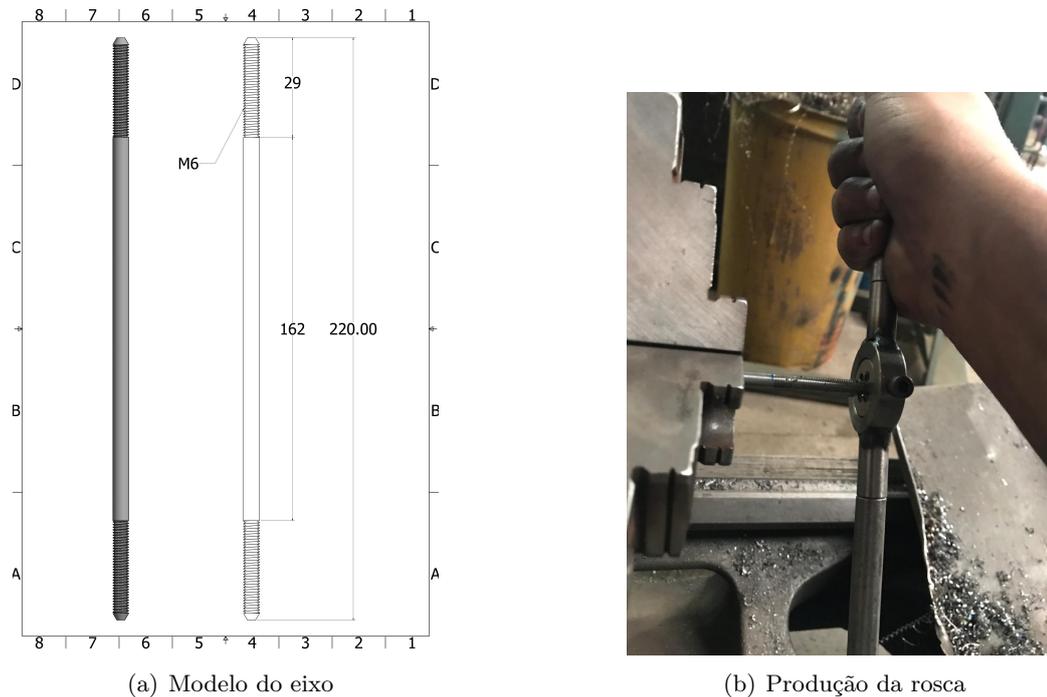


Fonte – Adaptado de (INSTRUCTABLES, 2018)

### 3.3.2 EIXO CENTRAL

Para fabricação do eixo central, foi utilizada uma haste trefilada com o diâmetro de 6 mm por 220 mm de comprimento, que será encaixada com precisão nos rolamentos 626zz. Para isso foi preciso lixar até atingir uma folga satisfatória, posteriormente foi delimitada e produzida uma rosca M6 utilizando uma tarraxa como apresentado nas Figuras 12a e 12b.

Figura 12 – Fabricação do Eixo da Turbina



Fonte – Próprios Autores

Contudo, para evitar o desalinhamento do fio da rosca, foi preciso fazer a demarcação da rosca com o auxílio um torno mecânico, assim garantiu-se que a tarraxa seja introduzida de maneira certa e acompanhando o fio da rosca.

### 3.3.3 CUBO E AUXILIARES

Seguindo com a montagem, foi fabricado o cubo, que é utilizado para fazer a ligação do eixo com as demais partes da turbina. Para isso foi preciso um tubo de  $1/2''$  de diâmetro por 150 mm de comprimento. Dessa vez foi utilizado o torno para confecção da rosca, tendo 15 mm e 70 mm de rosca da ponta do tubo.

Foram necessários dois conectores de mangueira com rosca ( $1/2''$  gás). No caso foi obtido somente a parte da rosca, fazendo com que não fosse preciso fazer nenhuma modificação. Como as medidas são muito próximas às do rolamento 626zz, o encaixe do rolamento no eixo ocorreu sem muita dificuldade.

Foi estimado através do Instructables (2018) que a velocidade angular da turbina é de aproximadamente 21.000 rpm, estando dentro dos critérios técnicos do rolamento, especificado pela SKF (2019), cuja velocidade limite seria de 50.000 rpm. Contudo, é preciso salientar que para trabalhos em altas temperaturas se faz necessário um sistema de lubrificação, o qual não será abordado nesse trabalho, visto que ainda é um protótipo e futuramente passará por melhorias.

Figura 13 – Fabricação do cubo da Turbina



(a) Arranjo



(b) Cubo montado

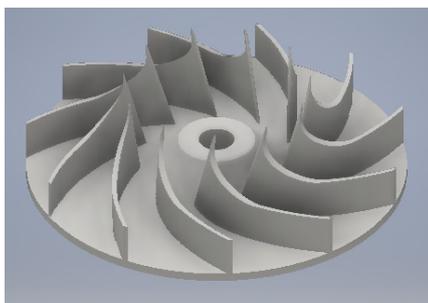
Fonte – Próprios Autores

### 3.3.4 COMPRESSOR E EXTRATOR

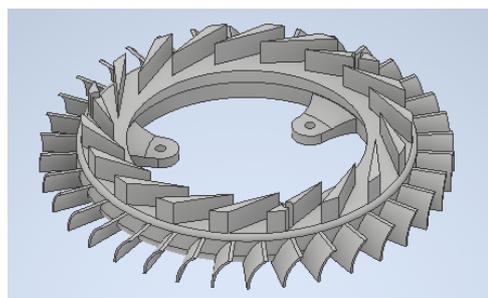
Devido a complexidade do compressor radial, onde existem ângulos agudos e paredes finas, são necessários processos que possibilitam a confecção de geometrias complexas. Os compressores de mini-turbinas são normalmente fabricadas em aço, por meio de usinagem CNC com 5 eixos de liberdade, mas optou-se por utilizar impressão 3D, devido seu baixo custo de manufatura.

O compressor, extrator e demais peças que fazem parte do conjunto foram impressos em uma CUBO PRO 3D®, utilizando o material poliácido láctico (PLA). Embora não seja ideal a utilização de polímeros perto da câmara de combustão, tal procedimento foi utilizado porque a transferência de calor é maior na direção do escoamento e não na região do compressor. Na Figura 14 podem ser vistas as modelagens do rotor e do extrator.

Figura 14 – Compressor



(a) Modelagem 3D do rotor do compressor



(b) Modelagem 3D do extrator do compressor

Fonte – Próprios Autores

### 3.3.5 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A construção da câmara de combustão é um fator importante para o funcionamento adequado da turbina, onde ocorre a mistura e queima do ar e o combustível. Mais detalhes sobre o cálculo e as reações estequiométricas envolvidas neste processo estão disponíveis em (GONÇALVES et al., 2019).

Para a parte externa da câmara de combustão é preciso um cilindro de 100 mm de diâmetro, 145 mm de comprimento e espessura de 0,2 mm, que está acima da espessura determinada utilizando os cálculos de Gonçalves et al. (2019), onde foi definida a espessura mínima segura para o uso acima de 0,02 mm. Porém, devido à dificuldade de se encontrar um cilindro nas medidas exatas, optou-se pela escolha de uma lata metálica de comprimento ligeiramente superior, com possibilidade de corte para obtenção do comprimento exato.

Na parte interna da câmara, foi preciso fazer o forro de combustão, cujo objetivo é evitar que o ar que passe pelo compressor e incida diretamente na chama. Para isso, foram utilizadas chapas de aço galvanizado de 0,5 mm de espessura, que foram recortadas, perfuradas e soldadas utilizando solda ponto, conforme a Figura 15.

Figura 15 – Fabricação da câmara de combustão



(a) Forro de combustão no eixo



(b) Forro de combustão na lata externa

Fonte – Próprios Autores

### 3.3.6 QUEIMADOR DE GÁS

Para inserir o combustível dentro da câmara para combustão, é preciso um componente que realize a queima de maneira uniforme.

Dessa forma, foi fabricado um arco com diâmetro externo de 99 mm, utilizando um tubo de cobre de  $\phi 5/8$ " e solda por brasagem. Nesse tubo, foram feitos 16 furos de 1 mm, direcionados para o centro do arco, para que assim, a chama se concentra mais ao centro e não em contato direto com a parte externa da câmara de combustão.

A Figura 16a demonstra o sentido da chama como descrito anteriormente, a Figura 16b, por sua vez, demonstra como o queimador foi acoplado no interior da câmara de combustão, sendo fixado por três parafusos.

Figura 16 – Tubo de gás



(a) Tubo de cobre



(b) Tubo de cobre acoplado à câmara

Fonte – Próprios Autores

### 3.3.7 PALHETAS FIXAS E MÓVEIS

Para confecção das palhetas, foi preciso recortar uma chapa de aço galvanizado de  $0,5\text{ mm}$  espessura em um formato circular. Posteriormente, foram feitos recortes em formato radial delimitando a área reservada para cada palheta.

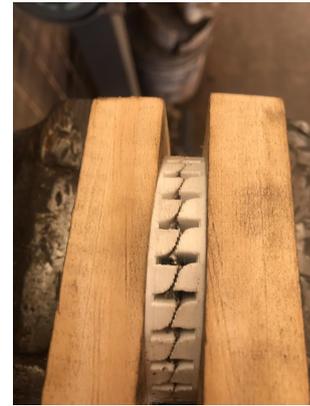
Foram utilizadas matrizes feitas em impressora 3D, para conformar a chapa até se obter o formato final, com a angulação de  $30^\circ$  nas extremidades. Para as palhetas fixas foi utilizada uma única matriz, enquanto para as palhetas móveis que possuem formato mais complexo foram utilizadas três matrizes.

Talvez a principal diferença física entre as palhetas seja em relação a furação. A palheta móvel possui apenas um único furo no centro, com diâmetro suficiente para ser acoplada no eixo central, enquanto a palheta fixa possui um furo central bem maior, além de contar com seis outros furos que auxiliam no alinhamento e na fixação com as demais peças.

Figura 17 – Conformação do Rotor da turbina



(a) Chapa para conformação



(b) Detalhe do processo de conformação

Fonte – Próprios Autores

Para a fixação da palheta foram feitas mais quatro peças, dentre elas um espaçador com a finalidade de fazer com que o ar aquecido incida diretamente na palheta, evitando atingir as partes centrais. Outras duas peças foram suportes, uma para conexão com o cubo e a outra para conexão com a carcaça. Todas as peças descritas nessa subseção 3.3.7, podem ser vistas na Figura 18a, onde temos as palhetas fixas e móveis com ângulos inversos, logo abaixo o sistema de fixação já acoplado ao cubo, e ao lado o sistema acoplado a uma das partes externas da turbina.

Figura 18 – Rotor e sistema de fixação



(a) Rotor no eixo



(b) Anel de vedação do rotor

Fonte – Próprios Autores

### 3.3.8 MONTAGEM DAS PARTES

Para finalizar, tem-se as três principais partes da turbina sub-montadas: a câmara de combustão juntamente com o queimador protegido pelo forro em seu interior e a turbina em si, composta pelo rotor com as palhetas móveis seguidas pelas fixas, acoplada no eixo principal e seu cubo.

As partes se encaixaram sem imprevistos, porém foi preciso manter o cuidado com o alinhamento como um todo, para preservar a integridade do funcionamento. Após a montagem foram feitas vedações utilizando silicone de alta temperatura.

### 3.3.9 INSTRUÇÕES DE FUNCIONAMENTO

A turbina deve ser fixada em uma mesa ou bancada de forma que não oscile e esteja estável. É recomendável que o uso da turbina seja em um ambiente bastante arejado ou em local aberto. Também se faz necessário o uso de Equipamentos de Proteção Individual (EPIs) para operar a turbina, tais como óculos de proteção, luvas e roupas de couro anti chamas. As Figuras 19 e 20 ilustram a turbina finalizada.

Para iniciar a turbina foram seguidos os procedimentos abaixo:

1. Abrir o gás de maneira sutil, para o funcionamento da turbina;
2. Com um maçarico acionar a chama na câmara de combustão.
3. Utilizar um soprador de ar para iniciar o funcionamento do compressor;
4. Após alguns segundos, remover o soprador de ar e verificar o funcionamento da turbina;
5. Caso não seja possível uma medição precisa da vazão de combustível e ar, é necessário fazer variações entre a quantidade de ar e combustível para verificar em qual faixa se obtém melhor resultado aparente.

Figura 19 – Turbina construída



Fonte – Próprios autores

Figura 20 – Turbina acionada



Fonte – Próprios autores

## 4 RESULTADOS

### 4.1 VALORES ESCOAMENTO INTERNO

De acordo com o que foi discutido na metodologia, com os dados das Tabelas 1, 2 e utilizando a Equação 5, é possível calcular o número de *Reynolds*:

$$Re_D \approx 2.3253 \times 10^4$$

Através da Equação 8, é possível encontrar o número de *Nusselt* como função de  $Re_D$  e  $Pr$ .

$$Nu = 62.21$$

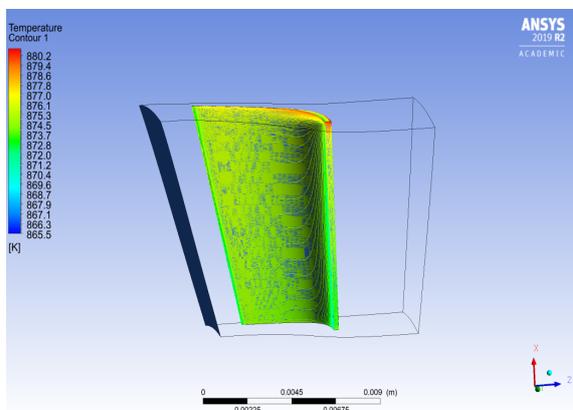
Ao isolar o  $h$  na Equação 7, é possível obter o coeficiente de convecção forçada para esse escoamento:

$$h = 75.81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

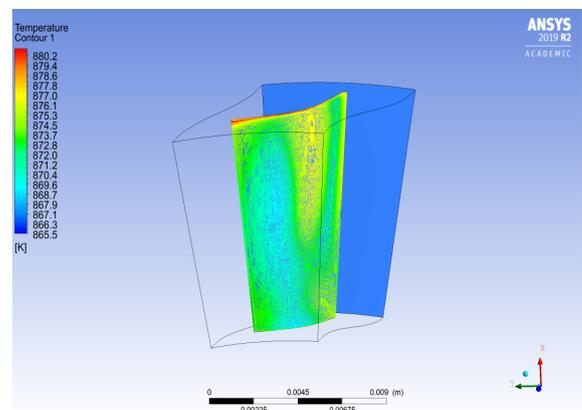
### 4.2 CÁLCULO DA DEFORMAÇÃO DA PÁ

O número de *Reynolds* calculado indicou que o escoamento é turbulento ( $Re \geq 4000$ ), justificando a utilização de um modelo de turbulência. Considerando a pá do rotor como uma parede não adiabática com rugosidade definida, é possível modelar a transferência de calor e obter a distribuição de temperatura na pá, mostrada na Figura 21. Para esta análise foi utilizado o coeficiente de convecção calculado de  $h = 75,81 \text{ W/m}^2\text{K}$  para o escoamento. Observou-se que a faixa de temperatura observada na pá fica próxima da temperatura de entrada dos gases de  $873\text{K}$ , de acordo com Figura 21.

Figura 21 – Distribuição de temperatura na pá



(a) Face da pá voltada para entrada

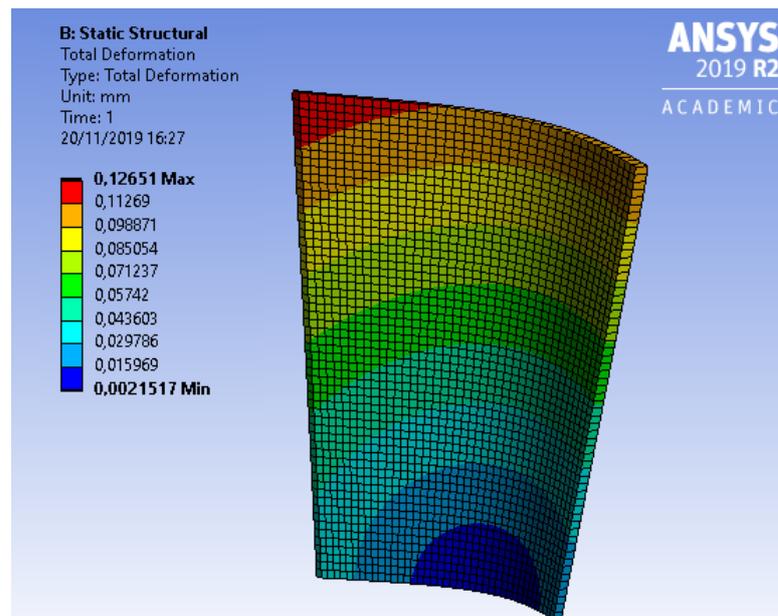


(b) Face da pá voltada para saída

Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

Considerando essa distribuição de temperatura, posteriormente foi feita uma análise térmica e estrutural do rotor para obter a deformação máxima da pá, de modo a não ultrapassar a folga máxima de  $0,5\text{ mm}$  entre o rotor e a carcaça, o que poderia causar danos à estrutura. Nessa análise também são consideradas as forças aplicadas no rotor devido ao movimento de rotação. Na Figura 22 é mostrado um gráfico da deformação ao longo da pá, podendo ser observada uma deformação máxima de aproximadamente  $0,13\text{ mm}$ , que está de acordo com os parâmetros de projeto.

Figura 22 – Deformação da pá



Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

Calculando de forma analítica, utilizando a Equação 16, tem-se um raio inicial ( $r_o$ ) de  $31,5\text{ mm}$ , e um coeficiente de expansão para o aço galvanizado ( $\alpha$ ) de  $11 \cdot 10^{-6}\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ . Através da diferença de temperatura do rotor para o meio ambiente ( $\Delta T$ ) de  $575\text{ }^\circ\text{C}$ , é possível determinar que a deformação linear da pá é de  $0,2\text{ mm}$ . Através do valor de  $\Delta L$ , é possível encontrar que o valor máximo para o raio do rotor devido ao aumento da temperatura é de  $31,7\text{ mm}$ .

### 4.3 POTÊNCIA DA TURBINA

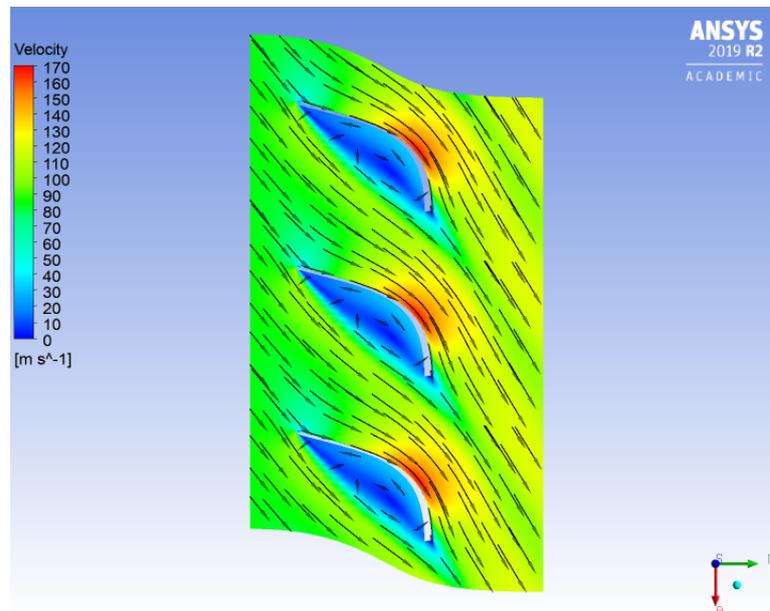
Também foi extraída a potência máxima produzida pela turbina (Equação 17), e sua eficiência isentrópica (Equação 18), utilizando as condições definidas de operação, desconsiderando as perdas no equipamento como um todo.

$$W = c_p \cdot (T_{02} - T_{01}) \cdot \dot{m} = 99\text{ W} \quad (17)$$

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{2s}} = 73,5\% \quad (18)$$

Turbinas de grande porte e bem projetadas têm eficiência térmica acima de 90%, porém em turbinas pequenas, essa eficiência pode ficar abaixo de 70% (ÇENGEL; BOLES, 2013). A característica turbulenta do escoamento no rotor é observada ao redor das pás (Figura 23), em uma representação em cascata do rotor.

Figura 23 – Vetores velocidade na linha média do rotor



Fonte – Imagens utilizadas em cortesia de ANSYS, Inc

#### 4.4 FINALIZAÇÃO DO PROTÓTIPO E FUTURAS MELHORIAS

Ao final do processo de montagem, foi possível obter a turbina a gás completa. No entanto, a turbina não funcionou corretamente, dois problemas foram observados:

Problema I. A chama de combustão se deslocou para fora da turbina:

↳ Foram seguidos os passos descritos na subseção 3.3.9, mas foi verificado que a combustão, que deveria ocorrer na câmara, estava ocorrendo do lado de fora da turbina. Após estudo das possíveis causas do problema, concluiu-se que os diâmetros dos furos do queimador de gás estão inadequados ou a vazão de ar poderia ser maior que o esperado, jogando a mistura ar-combustível para fora da posição adequada.

Problema II. Dificuldades em controlar as vazões:

↳ Foi possível perceber que as vazões de ar e combustível são fundamentais para o funcionamento do projeto, visto que a mistura foi feita de forma manual. Para isso seria necessário uma válvula para controle do combustível, o controle da vazão do ar é mais difícil de ser obtido.

## 5 CONCLUSÃO

As características do escoamento no rotor foram obtidas por simulação numérica, estimando uma potência máxima teórica para a turbina e sua eficiência isentrópica, através da qual foram obtidos valores compatíveis para uma mini-turbina de estágio único. É válido mencionar as limitações da simulação, como um teste de independência de malha que deveria ser feito para analisar a variação dos resultados para simulação com malha refinada e malha grosseira, porém não foi possível devido ao número de elementos limitados pelo *ANSYS CFD* versão acadêmica.

A dilatação térmica das pás do rotor foi calculada e comparada através da análise térmica e estrutural por elementos finitos e também analiticamente, visto que uma deformação no sentido radial maior que  $0,5\text{ mm}$  faria com que a pá do rotor atingisse a carcaça da turbina. Foi encontrado um valor de  $0,13\text{ mm}$  utilizando elementos finitos e um valor de  $0,2\text{ mm}$  na forma analítica, mostrando que a folga adotada foi suficiente para acomodar a dilatação do rotor. Deve-se ressaltar que estes cálculos são conservadores, uma vez que a carcaça da turbina também irá sofrer dilatação expandindo seu diâmetro e compensando a dilatação da turbina.

O processo de montagem foi finalizado, porém não houve sucesso em colocar a turbina em funcionamento autônomo. O gás era admitido na câmara de combustão e a chama era acessa com o maçarico, porém a mesma não permanecia na câmara de combustão, sempre se deslocando para fora da turbina. Mesmo ao variar a vazão de ar e a vazão de gás, não foi possível fazer a chama queimar dentro da câmara de combustão.

Algumas hipóteses foram levantadas acerca dos motivos que levaram a isso. As principais foram: o diâmetro dos furos do tubo de gás poderiam estar maiores que o necessário e que não foi atingindo a proporção de combustível e ar, adequados para o funcionamento.

Para a primeira hipótese, os furos do tubo de gás do queimador deveriam ter sido feitos com uma broca de  $0,5\text{ mm}$ , porém devido a limitações técnicas, foi usada uma broca de  $1\text{ mm}$  (o dobro), com isso a velocidade do gás na saída do furo foi reduzida em relação ao projeto original. Logo, o gás tem uma maior dificuldade em misturar, o que facilita que ele seja empurrado pelo ar que entra na turbina e entre em combustão apenas tardiamente, do lado de fora da turbina.

Para a segunda hipótese, não havia equipamentos precisos de controle de combustível e admissão de ar, além do agravante da resistência ao escoamento do ar provocado pela turbina. Percebe-se a dificuldade na obtenção da mistura estequiométrica de ar e combustível, impedindo que a queima do combustível ocorra dentro da câmara de combustão, levando a chama a existir apenas fora da turbina.

O principal objetivo de um trabalho futuro será colocar o protótipo em pleno funcionamento autônomo. Possíveis soluções serão implementadas para resolver os problemas citados, além de outras que possam ser necessárias para permitir o correto funcionamento do protótipo.

# REFERÊNCIAS

- BAUKAL, J. C. E. *HEAT TRANSFER IN INDUSTRIAL COMBUSTION*. 1. ed. Boca Raton, New York: CRC Press, 2000. Citado na página 7.
- BEJAN, A. *CONVECTION HEAT TRANSFER*. 4. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley Sons, Inc., 2013. Citado na página 8.
- BERGMAN, T. L. et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7. ed. United States of America: JOHN WILEY SONS, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 6.
- CEBECI, T. *Turbulence Models and Their Application: Efficient Numerical Methods with Computer Programs*. Springer Berlin Heidelberg, 2003. ISBN 9783540402886. Disponível em: <[https://books.google.com.br/books?id=0\\_rJzGUoVHAC](https://books.google.com.br/books?id=0_rJzGUoVHAC)>. Citado na página 16.
- CHIAVERINI, V. *Tecnologia Mecânica*. 2. ed. São Paulo: Pearson, 1986. Citado na página 11.
- ELECTRIC, 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 3.
- GONÇALVES, A. D. et al. Estudo de uma turbina à gás de dimensões reduzidas de único estágio. *Instituto Federal de Minas Gerais - Campus Arcos*, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 3, 13 e 22.
- 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 5 vezes nas páginas 3, 13, 15, 19 e 20.
- KESSLER, M. *Escoamento turbulento*. 2016. Blog ESSS. Citado na página 15.
- KHOO, Y. S. *k-epsilon Turbulence Model*. 2017. Citado na página 9.
- NIECKELE, A. O. *Escoamento turbulento*. 2019. Departamento de Engenharia Mecânica Puc-Rio. Citado na página 15.
- OLIVEIRA, A. A. C. de. *Metodologia de Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais e Otimização da Pá com base nos Efeitos de Sweep e Dihedra*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 15.
- PEREIRA, B. de J. et al. Protótipo de uma máquina de solda ponteadeira. *Instituto Federal da Bahia - Campus Santo Amaro*, 2016. Citado na página 12.
- ROCHA, O. F. L. da. *Conformação mecânica*. *Instituto Federal de Minas Gerais - Campus Belém*, 2012. Citado na página 11.
- ROSA, P. E. S. *Modelo de uma e duas equações, UNICAMP*. 2019. Citado na página 16.
- 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 3.
- SARMIENTO, A. L. E. Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto aerodinâmico de rotores axiais reversíveis de ventiladores de jato de túneis rodoviários. *Unifei - Universidade Federal de Itajubá*, 3 2013. Citado na página 8.

SCHRECKLING, K. *Home built model turbines*. [S.l.]: Traplet Publications Limited, 2005. Citado na página 13.

SIEMENS. *Reliable gas turbines: Aeroderivative, 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 3.

SKF. *Catálogo virtual de rolamentos de esfera rígida*. 2019. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=626&unit=metricUnit>>. Acesso em: 27 de setembro de 2019. Citado na página 20.

TIPLER, P. A.; MOSCA, G. *Física para Cientistas e Engenheiros*. [S.l.]: LTC, 2009. v. 1. Citado na página 14.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, 2007. ISBN 9780131274983. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=RvBZ-UMpGzIC>>. Citado na página 10.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 7. ed. [S.l.]: Bookman Editora, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 29.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *HEAT AND MASS TRANSFER: Fundamentals applications*. 5. ed. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 5, 6, 7 e 13.