

# INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA

## RIO GRANDE DO SUL

### Câmpus Farroupilha

#### DIMENSIONAMENTO DE UMA TURBINA A GÁS POR FORMULAÇÃO INTEGRAL PARA APLICAÇÃO EM AEROMODELISMO.

Cássio Battisti, [cassiobattisti@hotmail.com](mailto:cassiobattisti@hotmail.com)<sup>1</sup>

Sérgio Wortmann, [sergio.wortmann@farroupilha.ifrs.edu.br](mailto:sergio.wortmann@farroupilha.ifrs.edu.br)<sup>1</sup>

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul – Campus Farroupilha, Avenida São Vicente, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha – RS,

**Resumo:** *O presente trabalho busca utilizar componentes mecânicos existentes no mercado e a partir deles, utilizando a formulação integral, dimensionar e projetar uma turbina a gás para utilização em aeromodelismo. O objetivo principal é a criação de um projeto de baixo custo que posteriormente possa ser reproduzido por estudantes dos cursos de engenharia, principalmente para cadeiras voltadas as áreas de fenômenos de transporte e máquinas de fluxo. Ao final do trabalho será possível observar que com os ângulos de uma hélice e um empuxo definido pelo usuário, podem-se determinar diversas variáveis e utilizá-las para o dimensionamento de uma turbina.*

**Palavras chave:** *Formulação Integral, turbina a gás, fenômenos de transporte e máquinas de fluxo.*

**Abstract:** *The present work seeks to use mechanical components existing in the market and from them, using the integral formulation, to design and scale a gas turbine for use in aeromodelling. The main objective is the creation of a low cost project that can later be reproduced by students of engineering courses, especially for chairs focused on the areas of transport phenomena and flow machines. At the end of the work it will be possible to observe that with the angles of a propeller and a user-defined buoyancy, you can determine several variables and use them to design a turbine.*

**Keywords:** *Integral formulation, gas turbine, transport phenomens and flow machines.*

## 1. INTRODUÇÃO

A turbina a gás é definida como sendo uma máquina térmica, na qual a energia potencial termodinâmica, contida nos gases provenientes da combustão, é convertida em trabalho mecânico ou utilizada para propulsão.

A primeira turbina a gás foi desenvolvida por volta de 1900 e devido ao seu baixo rendimento, praticamente não produzia nenhum trabalho útil, pois toda a potência gerada era utilizada para movimentar o compressor. (Barbosa, 2014)

Há cerca de 150 anos, a partir dos conhecimentos adquiridos com a evolução dos motores térmicos, o conceito de construção das turbinas tem evoluído de forma muito acentuada. O grande avanço nas turbinas a gás ocorreu na época da segunda Guerra Mundial devido à aeronáutica, que tinha necessidade de aumentar a velocidade de seus aviões e continuou com a industrialização após a segunda Guerra, com as instalações de potência a gás. (Ramos et al., 2009)

Dos vários meios de produção de energia mecânica a turbina é, em muitos aspectos, a mais satisfatória. A ausência de mecanismos alternativos e de fricção significa que os problemas de equilíbrio são poucos, que o consumo de óleo lubrificante é excepcionalmente baixo e que a confiabilidade pode ser alta. (Cohen et al., 2015)

Hoje em dia na bibliografia, há uma enorme dificuldade de se encontrar material que aborde o tema de forma mais acadêmica, aplicando a formulação integral, normalmente o material encontrado que trata do assunto, é de nível muito básico, evidenciando apenas os componentes e suas particularidades ou trata o tema de forma extremamente específica, assim impossibilitando sua aplicação para uso acadêmico.

O presente trabalho tem como objetivo dar direção ao estudante de como projetar e construir uma turbina a gás para o aeromodelismo, utilizando-se de gás liquefeito do petróleo (GLP) e peças existentes no mercado.

O trabalho está dividido em ferramentas de projeto mecânico, dimensionamento utilizando equação de máquinas de fluxo, termodinâmica e esboço do desenho feito no Software Solidworks.

## 2. A TURBINA A GÁS

Uma turbina é basicamente composta por quatro equipamentos: compressor, estator, câmara de combustão e turbina propriamente dita. Ela forma um ciclo termodinâmico, denominado de Ciclo de Brayton, concebido por George Brayton em 1870. Este ciclo se constitui em quatro etapas:

- Processo adiabático - compressão.
- Processo isobárico - adição de calor.
- Processo adiabático - expansão.
- Processo isobárico - rejeição de calor.

No processo adiabático inicial, o ar em condições ambientes entra no compressor, ali, sem trocar calor tem sua pressão aumentada. Na turbina, esse processo é realizado pelas hélices de entrada que puxam o ar “parado” na frente da turbina, aliadas aos estatores que realizam a correção desse fluxo de ar direcionando-o para a câmara de combustão da turbina.

A câmara de combustão é o local onde ocorrerá a adição de calor, lá a massa de ar que entra será comprimida e se misturará com o combustível, após misturar-se, uma centelha fará com que essa mistura de combustível queime, aumentando assim, drasticamente a temperatura dentro da câmara. Ao aumentar a temperatura do fluido haverá então à expansão do mesmo, como o próprio nome sugere, a massa do fluido ali contida sofrerá grande aumento de volume.

Ao sair da câmara de combustão, com alta pressão e temperatura, os gases expandidos no interior da turbina pela queima, exercem trabalho sobre as hélices de saída, esse processo é a rejeição de calor, essa, é a responsável por gerar potência mecânica e aumentar a rotação do equipamento.

A figura 1 ilustra de forma geral os componentes básicos de uma turbina, desde a admissão de ar, compressão, combustão e exaustão.

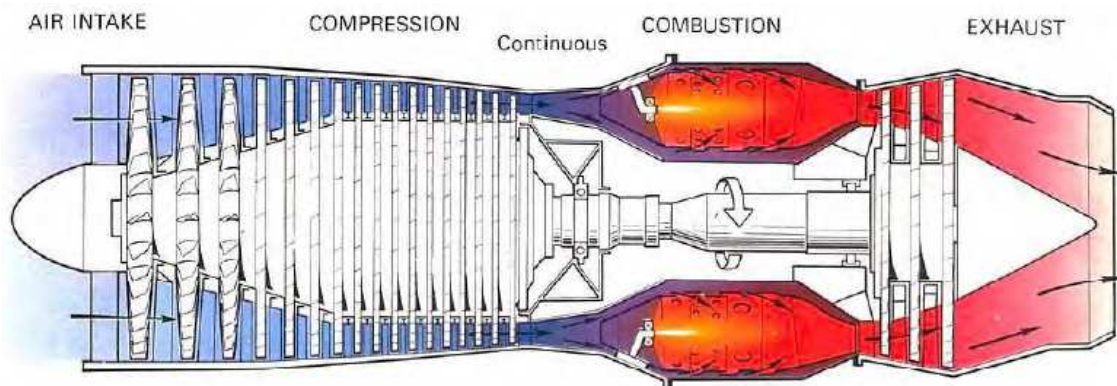


Figura 1 - esquema de funcionamento de uma turbina (Barbosa, 2014).

## 3. MATRIZ MORFOLÓGICA

A matriz morfológica é uma ferramenta utilizada na criação de projetos, onde procura sistematizar as diferentes combinações de elementos ou parâmetros com o objetivo de encontrar uma nova solução para o problema: listando as funções do produto, os possíveis meios (princípios de solução) para cada função, e representando visualmente as funções e os princípios de solução para explorar as combinações. É uma forma sistemática de gerar alternativas para todas as combinações de variáveis possíveis para soluções e subsoluções ao problema de projeto. Envolve o desenvolvimento de uma lista de parâmetros associados ao problema e, a partir desta, a geração de alternativas para cada parâmetro, com o objetivo de

compreender melhor a situação do problema e descobrir combinações de componentes que poderiam não ser feitas sem o uso da técnica (Yan, 1998).

Para criação da matriz morfológica foram levantadas os tipos de recursos a serem utilizados como por exemplo: Combustível, mancais, comando de velocidade, forma de acionamento do fuso, tipo de estrutura, tipo de hélices e quantidade de hélices conforme tabela 1.

A-Combustível	1-GLP	E- Estrutura	1-Corpo Tubular
	2-Gasolina		2-Corpo maciço usinado
	3-Nitrometano		3-
B-Mancal	1-Rolamento	F-Hélices	1-conformadas (chapa)
	2-Mancal hidrodinamico		2-Usinadas
	3-		3-Microfundidas
C-Comandar Velocidade	1-Valvula de cont. vazão(GLP)	G-Quantidade de hélices	1-uma na entrada e uma na saída
	2-Bomba de combustível		2-variadas na entrada e variadas na saída
	3-		3-entrada com hélice mista e saída com hélice axial
D-Acionamento do fuso	1-Acionamento com ar comprimido		
	2-Acionamento com motor elétrico acoplado		
	3-Acionamento motor elétrico externo		

Tabela 1 – Matriz morfológica

Levantados os possíveis recursos a serem utilizados no dimensionamento do projeto, iniciou-se a criação de três composições para a utilização desse material, A tabela 2 apresenta 3 concepções, cada uma ligeiramente distinta da outra a fim de validar a que melhor satisfaria ao projeto.

Concepção 1	Concepção 2	Concepção 3
1-Nitrometano	1-Gasolina	1-GLP
2-Rolamento	2-Mancal hidrodinamico	2-Mancal hidrodinamico
3-Bomba de combustível	3-Bomba de combustível	3-Valvula de cont. vazão(GLP)
4-Acionamento com motor elétrico acoplado	4-Acionamento motor elétrico exte	4-Acionamento com ar comprimido
5-Corpo maciço usinado	5-Corpo Tubular	5-Corpo Tubular
6-Conformadas (chapa)	6-Microfundidas	6-Usinadas
7-variadas na entrada e variadas na saída	7-Uma na entrada e uma na saída	7-Entrada com hélice mista e saída com hélice axial

Tabela 2 – Concepções para montagem da turbina

A priorização para escolha do recurso se deu em função das principais características de projeto desejadas, a característica principal do projeto era a funcionalidade sendo essa 25% da nota total, as próximas características que também foram consideradas importantes para o projeto foram a força de empuxo e a facilidade em ligar, essas, com 20% cada, as duas últimas características desejadas receberam cada uma a pontuação de 17,5% e foram elas, a queima total de combustível e o baixo nível de vibração, conforme tabela 3.

Características Desejáveis	Peso	Concepção 1	Concepção 2	Concepção 3
Empuxo	20	10	9	8
Funcionalidade	25	6	6	6
Queima total de combustível	17,5	9	8	8
Baixa nível de vibração	17,5	7	7	7
Facilidade em ligar	20	5	5	9
<b>Total</b>	<b>100%</b>	<b>73</b>	<b>69,25</b>	<b>75,25</b>

Tabela 3 – Análise das concepções.

Embora as pontuações tenham ficado próximas, a concepção três foi a que melhor se sobressaiu sobre as outras, isso por atender a todas as características desejadas, além disso, por apresentar o GLP como combustível, não precisa de bomba injetora e conseqüentemente o custo do projeto é reduzido.

## 4. COMPONENTES COMERCIAIS UTILIZADOS

### 4.1 HÉLICES

Após a definição das características de construção da turbina, se iniciou a fase de busca de material existente no mercado para utilização como base no dimensionamento do projeto, foi possível verificar que como hélice, uma peça muito parecida que poderia atender aos requisitos esperados era uma turbina utilizada em motores a combustão interna para aumento de potência.

As hélices de entrada e saída utilizadas como base dos cálculos, foram as de um turbo compressor utilizado em motores ciclo diesel que equipam camionetes comerciais, como o modelo L200 da marca Mitsubishi conforme figura 2.



Figura 2 – Hélices da turbina.

Seriam necessários para o cálculo de dimensionamento da turbina, saber os ângulos de ataque na entrada da hélice, tanto no início quanto no final do raio, já que o mesmo varia ao longo de sua extensão. Na primeira experiência para obtenção do raio foi utilizada uma máquina tridimensional Mitutoyo de 3 eixos, porém, devido a geometria da peça e a distância muito próxima entre os pontos medidos, havia uma grande propagação do erro, sendo que o ângulo encontrado era visualmente incorreto. Assim, para se conseguir uma medida mais próxima do real foi utilizado um goniômetro sobreposto à peça e as medidas de ângulo encontradas foram as seguintes:

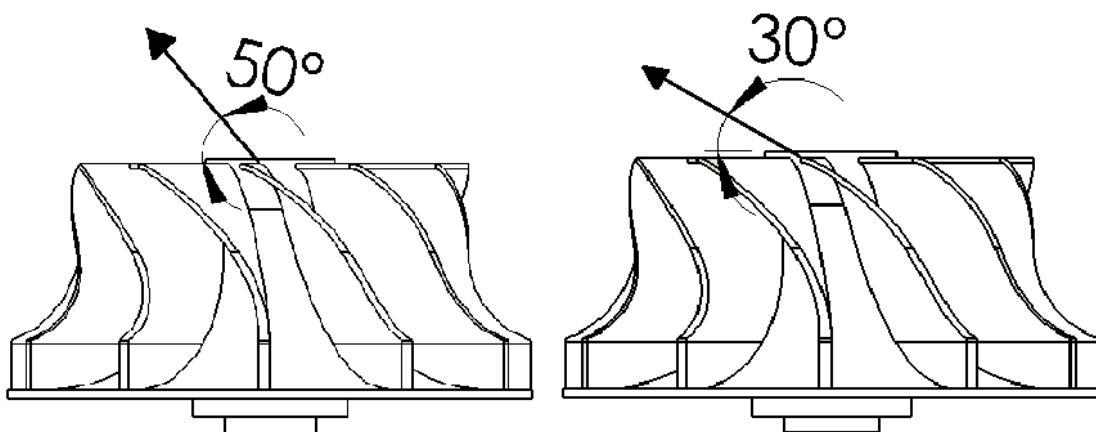


Figura 3 – Imagem ilustrativa da turbina com a projeção dos graus encontrados

Na região de saída do ar da hélice de compressão da turbina foi realizado o mesmo procedimento utilizando-se a máquina tridimensional, o que veio a gerar o mesmo erro, assim o ângulo teve que ser aproximado da mesma forma mencionada anteriormente, sendo que o ângulo de saída do ar  $\beta_5$  encontrado

foi de  $55^\circ$ , a incógnita  $W_5$  que representa a velocidade de saída do ar na turbina deverá ser calculada bem como a incógnita  $C_5$  que representa a velocidade tangencial da hélice.

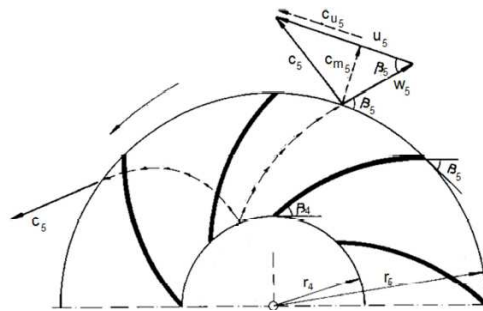


Figura 4 – Triângulo de velocidades na saída do compressor.

#### 4.2 MANCAIS

Outro ponto que necessitava atenção eram os tipos de mancais que seriam utilizados para construção do eixo da turbina, a primeira hipótese levantada para a construção, utilizaria rolamentos, porém verificou-se que a temperatura aliada à alta rotação, superariam as especificações dos rolamentos mais comuns existentes no mercado.

Os mancais hidrodinâmicos usam o movimento relativo das superfícies para bombear o lubrificante (usualmente óleo) ao redor do anel entre o eixo e o mancal. Um mancal hidrodinâmico projetado adequadamente separa as duas partes como um filme de óleo quando em movimento e não tem contato metal com metal, exceto na partida e na parada. Se o óleo for mantido limpo e em quantidade suficiente, é possível desgaste zero e atrito muito baixo. (Cohen et al., 2015).

Ao se adquirir a turbina mencionada anteriormente, verificou-se que a mesma já possuía um mancal hidrodinâmico, e como a mesma possui uma temperatura de operação próxima a temperatura que seria utilizada no projeto, partiu-se do pressuposto que ela seria adequada para a devida aplicação.

#### 4.3 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A câmara de combustão teve que ser toda desenvolvida em projeto, pois, para esse caso, não foi encontrado nenhum material bibliográfico que fosse parecido e pudesse ser utilizado para tal finalidade, assim, uma vez que não se pode determinar uma forma de calcular a área de passagem de ar pela câmara, optou-se em projetar os furos de maneira que eles estivessem dispostos em três fileiras ao longo do perímetro. Caso o projeto venha a ser executado existe a possibilidade de utilizar uma abraçadeira para liberar ou obstruir algumas dessas fileiras, aumentando ou diminuindo assim a passagem de ar.

Visando obter um material de baixa espessura com boa soldabilidade e resistência à temperatura, definiu-se a utilização de chapas de inox 304 com 1,5mm de espessura, primeiramente por atender aos objetivos iniciais, por ser facilmente encontrada, além de apresentar um baixo custo.

#### 4.4 CORPO DA TURBINA.

Visto que não foi encontrado nenhum componente no mercado que pudesse ser utilizado como corpo da turbina, o mesmo foi projetado em chapa de inox como a câmara de combustão, diferente da câmara de combustão o corpo da turbina apresenta forma cilíndrica e não possui nenhuma furação.

#### 4.5 ESTATOR.

O sistema diretor, também chamado de estator, tem como finalidade coletar o fluido e dirigi-lo para uma determinada direção. Muitas vezes parte da transformação da energia pode ocorrer já no sistema diretor (Ramos et al., 2009)

Como o estator calculado estará sujeito a um fluxo de ar radial, ele deve possuir um formato e um posicionamento de acordo com o triângulo de velocidade na região de saída da turbina. Devido ao formato simples do estator, que para esse caso, será apenas uma chapa retangular que quando vista pela lateral apresenta um perfil curvo muito próximo a um raio, o mesmo também deverá ser projetado em chapa metálica de inox.

## 5. ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO

No dimensionamento do projeto, alguns parâmetros de operação podem ser definidos, enquanto outros devem obedecer a uma ordem de grandeza imposta pelo conjunto mecânico. A temperatura de admissão foi considerada 300 Kelvin, visto que essa é uma temperatura típica da região, a temperatura de exaustão teve que respeitar o ponto de fusão dos materiais utilizados para a construção, a bibliografias consultadas sugerem temperaturas próximas aos 800 Kelvin. As dimensões das hélices, áreas de entrada do fluido e ângulos foram obtidas a partir do modelo escolhido dimensionando-o, assim apenas o empuxo pode ser definido pelo usuário.

- (T<sub>1</sub>) Temperatura ambiente: 300[Kelvin];
- (T<sub>2</sub>) Temperatura na câmara de combustão: 800[Kelvin];
- (D1) Diâmetro de entrada em função da turbina escolhida (D<sub>1</sub>): 40[mm];
- (D4) Diâmetro de saída: 50[mm];
- (F<sub>x</sub>) Empuxo gerado: Definido pelo usuário.
- (ρ<sub>1</sub>) Massa específica do ar de admissão (300 Kelvin): 1,29[Kg/m<sup>3</sup>];
- Ângulo de entrada da hélice do compressor no raio menor: 30°
- Ângulo de entrada da hélice do compressor no raio maior: 50°
- Ângulo de saída da hélice do compressor: β = 55°
- (A<sub>1</sub>) Área na entrada da hélice compressor: 7853 mm<sup>2</sup>
- (A<sub>2</sub>) Área na saída da turbina: 20943 mm<sup>2</sup>

### 5.1 DIMENSIONAMENTO

Para dimensionamento foi utilizada uma série de passos, cada um deles ligado aos dados iniciais e aos componentes descritos anteriormente. Inicialmente foi calculada a variação de densidade (ρ<sub>2</sub>) que o fluido sofreria após um aumento de temperatura, essa informação foi obtida a partir da equação 1 pois se possuía a temperatura de funcionamento da turbina, a temperatura ambiente e a densidade inicial do fluido, nessa mesma equação foi desconsiderado a variação de pressão assim P<sub>1</sub>=P<sub>2</sub>.

Como o volume de um fluido pode ser descrito como 1/ρ, foi possível determinar que ρ<sub>2</sub>, a densidade de saída do ar na turbina seria de 0,4837 kg/m<sup>3</sup>.

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{R \cdot T_2} \quad (1)$$

No segundo passo, foi calculada a velocidade do fluido dentro da turbina, nessa etapa alguns termos puderam ser eliminados, por exemplo, considera-se que o sistema esteja em regime estacionário, logo não há taxa de variação no tempo, também não há nesse sistema forças de campo e nem de superfície, assim a equação utilizada inicialmente foi a seguinte:

$$F_x = F_s + F_b = \frac{d}{dt} \int_{V_c} v \cdot \rho \cdot dv + \int_{V_c} V \cdot \rho \cdot V \cdot dA \quad (2)$$

- ( $F_x$ ) Força;
- ( $F_s$ ) Força de superfície;
- ( $F_b$ ) Forças de campo;
- ( $v$ ) Velocidade;
- ( $V$ ) Volume;
- ( $dV$ ) Diferencial de volume;
- ( $dA$ ) Diferencial de área;
- $\frac{d}{dt}$  Taxa de variação no tempo;
- ( $V_C$ ) Limites do volume de controle;

Conforme considerações anteriores, alguns termos foram eliminados assim restando apenas:

$$F_x = \int_{V_C} v \cdot \rho \cdot V \cdot dA \quad (3)$$

Resolvendo a integral e isolando os termos, a fim de colocar a variável velocidade ( $v$ ) evidência chegou-se a forma final da equação:

$$v = \sqrt{\frac{F_x}{\rho \cdot A}} \quad (4)$$

Devido ao empuxo gerado ser um dado de entrada do projeto, sabe-se que a velocidade de entrada do fluido será variável, assim, a seguinte tabela demonstra a variação de velocidade em função do empuxo.

Força empuxo [N]	Velocidade do fluido [m/s]
0	0,00
1	28,87
2	40,82
3	50,00
4	57,74
5	64,55
6	70,71
7	76,38
8	81,65
9	86,60
10	91,29
11	95,74
12	100,00
13	104,08
14	108,01
15	111,80

Tabela 4 – Variação da velocidade do fluido em função do aumento de empuxo.

Uma vez determinada a velocidade do fluido na máquina de fluxo, se aplica o estudo do triângulo das velocidades. Ele permite avaliar qual ângulo das hélices é a mais adequado para o fluxo previsto. A figura 5 indica um triângulo de velocidades genérico.

Para um melhor aproveitamento, as máquinas de fluxo geradoras apresentam ângulo de inclinação das pás na admissão de fluido de  $90^\circ$  com relação ao sentido das linhas de corrente que o fluido apresenta antes de passar pelo compressor. Já as máquinas de fluxo motoras apresentam ângulos de exaustão do fluido de  $90^\circ$  para um melhor aproveitamento de fluxo.

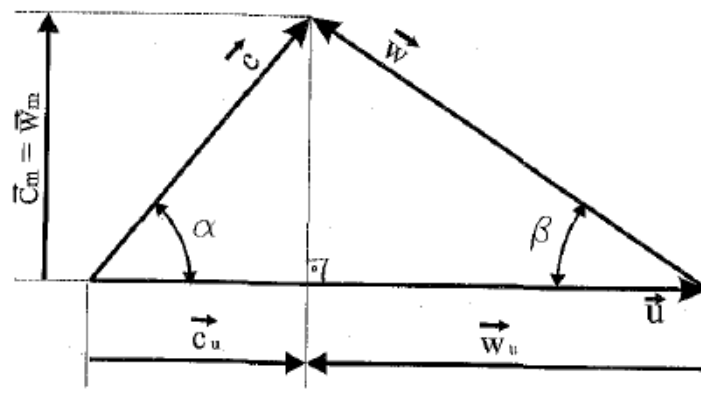


Figura 5 - Triângulo das velocidades genérico (HENN, 2012).

O triângulo das velocidades é composto por:

- (C) velocidade absoluta da corrente fluida;
- (U) velocidade tangencial do referido ponto do rotor;
- (W) velocidade relativa da corrente fluida;
- (Cu) componente na direção da velocidade tangencial da corrente fluida;
- (Wu) componente na direção da velocidade tangencial da velocidade relativa;
- (Cm) componente perpendicular à velocidade tangencial da velocidade da corrente fluida em um plano meridiano (está vinculada a vazão da máquina);
- (Wm) componente perpendicular a velocidade tangencial da velocidade relativa em um plano meridiano;
- ( $\alpha$ ) ângulo positivo formado entre U e C;
- ( $\beta$ ) ângulo que forma o sentido positivo de W com o negativo de U.

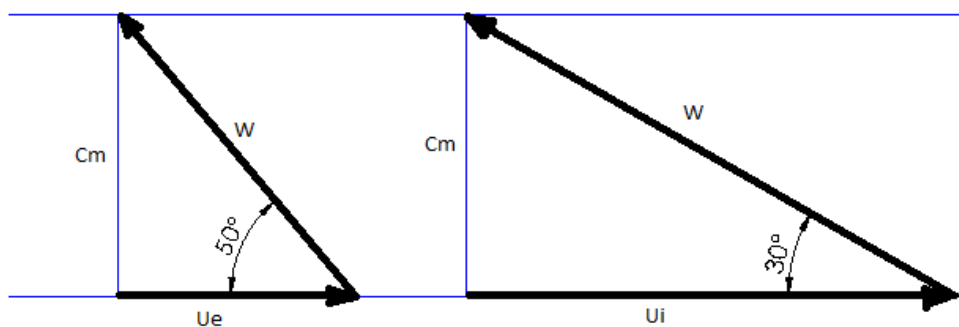


Figura 6 – Triângulo de velocidades nas pás interna e externa da hélice do compressor.

- $(U_i)$  velocidade tangencial do referido ponto interno do rotor [m/s];
- $(U_e)$  velocidade tangencial do referido ponto externo do rotor [m/s];
- $(n)$  Velocidade de rotação [radianos por segundo]

Como se sabe os ângulos da hélice no raio externo e interno, a partir do triângulo de velocidades demonstrado na figura 6, pode-se utilizar a equação 5 e 6 para determinar a velocidade de rotação da hélice.

$$(5) n_i = \frac{U_i}{r_i}$$

(6)

$$n_e = \frac{U_e}{R}$$

A rotação encontrada para o raio interno e para o raio externo possui leve diferença, isso está relacionado variação nas medidas dos ângulos de ataque interno e externo da pá ainda na figura 6. Como as duas rotações encontradas são próximas, foi realizada uma média aritmética uma vez que não se sabe exatamente qual ângulo apresenta a imprecisão. A tabela 5 apresenta a velocidade de rotação em função do empuxo gerado.

Força empuxo [N]	$n_i$	$n_e$	média $n$ [Rad/s]
0	0	0	0
1	2422	2500	2461
2	3426	3536	3481
3	4196	4331	4263
4	4845	5000	4923
5	5417	5591	5504
6	5934	6124	6029
7	6409	6615	6512
8	6852	7072	6962
9	7267	7501	7384
10	7660	7906	7783
11	8034	8292	8163
12	8391	8661	8526
13	8734	9015	8874
14	9064	9355	9209
15	9382	9683	9533

Tabela 5 – Rotação média do conjunto

O próximo passo é determinar a energia disponível no fluido ( $Y$ ), ao entrar pelo rotor, é a energia relacionada à velocidade do fluido, ou a energia cinética necessária para acelerar o fluido estático do lado externo do volume de controle para o interior do compressor

A energia do fluido pode ser obtida pela equação 7, porém se deve considerar espessura desprezível das pás ( $Y = Y_{pá}$ ) e conforme triângulo de velocidades, utilizar o valor de  $C_m$  igual à velocidade do fluido na entrada da turbina ( $v$ ).

(7)

$$Y_{pá} = \frac{(C_m)^2}{2}$$

- (Ypá) Energia cinética do fluido;
- (Cm) velocidade média do fluido;

Definida a energia do fluido, utilizou-se a equação 8 para se obter o coeficiente de forma (nqa), o coeficiente de forma e um número adimensional que determinar se o tipo de hélice utilizado satisfaz a condição de projeto a qual estaria sujeita.

$$nqa = 10^3 \cdot n \cdot \frac{\dot{Q}^{(1/2)}}{Y^{(3/4)}} \quad (8)$$

- n<sub>qa</sub> – Velocidade de rotação específica ou coeficiente de forma do rotor (Adimensional).
- n – Velocidade de rotação da máquina em rps.
- $\dot{Q}$  – Vazão da máquina em m<sup>3</sup>/s.
- Y – Salto energético em J/Kg.

Ao se calcular o coeficiente de forma, verificou-se na tabela 6 que o mesmo não apresentava variação com o aumento de empuxo, tal informação demonstra que a hélice escolhida apresenta nqA constante, independente da força de empuxo, um ponto a ser considerado é que a velocidade do sistema não deve chegar próximo a velocidade do som, pois para essas condições, essas equações não são aplicáveis.

Força empuxo [N]	Velocidade [m/s]	nqA
0	0,00	-
1	28,87	700,44
2	40,82	700,44
3	50,00	700,44
4	57,74	700,44
5	64,55	700,44
6	70,71	700,44
7	76,38	700,44
8	81,65	700,44
9	86,60	700,44
10	91,29	700,44
11	95,74	700,44
12	100,00	700,44
13	104,08	700,44
14	108,01	700,44
15	111,80	700,44

Tabela 6 – npA constante com o incremento do empuxo

Determinado que o nqA será 700 deve-se analisar a tabela 7 e verificar se a hélice utilizada para os cálculos está na conforme o tipo de máquina descrita. Uma vez verificada essa condição é possível seguir com os cálculos de projeto, percebe-se também que existem mais de um tipo de máquina de fluido que pode atender aos mais variados nqA, para o projeto em questão o tipo de máquina que mais se aproxima é o “ventilado e turbo compressor” já que apresentam nqA entre a faixa de 330 a 1800.

Tipo de máquina de fluido	nqA
Turbina hidráulica do tipo Pelton	5 a 70
Turbina hidráulica do tipo Francis lenta	50 a 120

Turbina hidráulica do tipo Francis normal	120 a 200
Turbina hidráulica do tipo Francis rápida	200 a 320
Turbina hidráulica do tipo Michell-Banki	30 a 210
Turbina hidráulica do tipo Dériaz	200 a 450
Turbina hidráulica do tipo Kaplan e Hélice	300 a 1000
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	6 a 30
Turbina a vapor e a gás com admissão total	30 a 300
Bomba de deslocamento positivo	menores que 30
Bomba centrífuga	30 a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	250 a 450
Bomba axial	450 a 1000
Compressor de deslocamento positivo	menores que 20
Ventilador e compressor centrífugo	20 a 330
<b>Ventilador e turbo compressor</b>	<b>330 a 1800</b>

Tabela 7 – Valores de  $nq_A$  indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido. (HENN, 2012).

Definidos os parâmetros básicos da turbina, se torna necessário determinar o ângulo dos estatores, que conforme mencionados anteriormente, tem a finalidade de corrigir o fluxo de ar que sai da turbina.

Devido ao formato da hélice o ar deve entrar pela frente do conjunto e posteriormente é direcionado para as laterais, ao sair, devido ao giro da hélice e o ângulo de saída da pá, esse ar sofre influência desses movimentos e acaba tendo sua direção e velocidade modificadas.

Para esse cálculo foi possível utilizar o somatório vetorial das velocidades  $w_5$  e  $u_5$  sendo que o ângulo de saída da turbina já havia sido obtido através do dimensionamento com o goniômetro ( $\beta_5$ ). A partir desses dados é possível se obter a velocidade real do fluido (cm) juntamente ao ângulo de saída desse mesmo fluido.

saída turbina (m/s) [ $w_5$ ]	Vel tangencial [ $u_5$ ]	Ângulo de saída da pá [ $\beta_5$ ]	velocidade de saída do fluido [cm]	Ângulo de saída do fluido em graus
0,00	0,00	55	0,00	0
34,99	61,53	55	40,23	23,44
49,48	87,02	55	56,90	23,44
60,60	106,58	55	69,68	23,44
69,98	123,06	55	80,46	23,44
78,24	137,59	55	89,96	23,44
85,71	150,72	55	98,55	23,44
92,57	162,80	55	106,44	23,44
98,96	174,04	55	113,79	23,44
104,97	184,60	55	120,70	23,44
110,65	194,58	55	127,23	23,44
116,05	204,08	55	133,44	23,44
121,21	213,15	55	139,37	23,44
126,15	221,86	55	145,06	23,44
130,92	230,23	55	150,54	23,44
135,51	238,31	55	155,82	23,44

Tabela 8 – Aumento da velocidade (cm) com o acréscimo da rotação.

A tabela 8 demonstra que não há alteração no ângulo de saída do fluido pois conforme a velocidade tangencial aumenta, o fluxo de ar que sai da hélice aumenta de forma proporcional, assim se mantendo constante, a figura 7 representa os vetores de velocidade na saída da hélice.

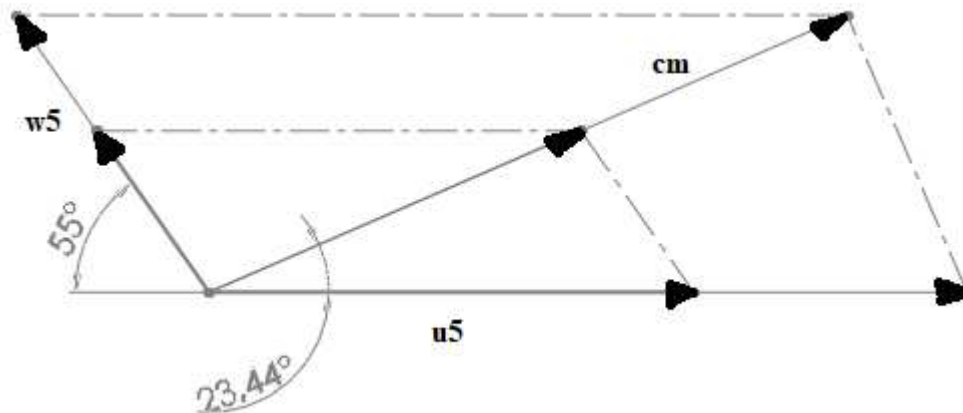


Figura 7 - Vetores de velocidades na saída da hélice

A partir da equação 9, utilizando a vazão mássica do fluido [Kg/s], calor específico do ar  $C_p = 1,012$  [KJ/Kg.K] e a variação da temperatura, foi possível determinar a eficiência máxima teórica da turbina. A tabela 9 apresenta o incremento de potência em função do empuxo.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \tag{9}$$

Força empuxo [N]	Potência máxima teórica (Kw)
0	0,00
1	17,57
2	24,85
3	30,43
4	35,14
5	39,29
6	43,04
7	46,49
8	49,70
9	52,71
10	55,56
11	58,27
12	60,87
13	63,35
14	65,74
15	68,05

Tabela 9 – Potência máxima teórica em função do empuxo.

Sabe-se que a eficiência energética de qualquer ciclo é muito inferior ao máximo teórico que ela apresenta, isso deve-se principalmente as perdas térmicas e mecânicas do sistema, a figura 8 demonstra

que a eficiência térmica do ciclo de Brayton está diretamente relacionada as faixas de pressão que a mesma opera, assim as melhores eficiências são obtidas quando a pressão interna de trabalho da turbina for no mínimo 5 vezes maior que a pressão externa.

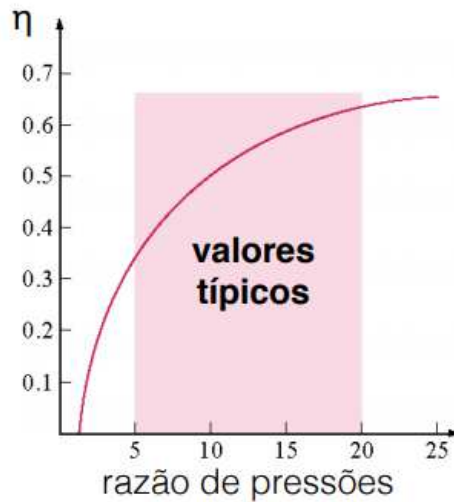


Figura 8 – Eficiência

itécnica de São Paulo,

Uma vez determinada a potência teórica da turbina e o combustível a ser utilizado, é possível determinar a vazão mássica de combustível na turbina através da equação 10, onde  $\dot{Q}$  é a quantidade de calor,  $\dot{m}$  representa a vazão mássica de combustível e  $Pd$  o poder calorífico do GLP = 11100 [Kcal/Kg].

A vazão mássica de combustível para esse projeto é utilizada apenas como indicador da quantidade de combustível que deveria estar queimando durante uma operação, isso por que o sistema não está sendo projetado para utilizar controles de qualquer natureza para verificação dessa vazão. A Tabela 10 apresenta um indicador da quantidade de combustível utilizada em função do empuxo.

(10)

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{Pd}$$

Força empuxo [N]	Potência máxima teórica (Kw)	Poder calorífico do GLP [Kcal/Kg]	Vazão mássica de combustível [m <sup>3</sup> ]
0	0,00	11100	0,00000
1	17,57	11100	0,00158
2	24,85	11100	0,00224
3	30,43	11100	0,00274
4	35,14	11100	0,00317
5	39,29	11100	0,00354
6	43,04	11100	0,00388
7	46,49	11100	0,00419
8	49,70	11100	0,00448
9	52,71	11100	0,00475
10	55,56	11100	0,00501
11	58,27	11100	0,00525
12	60,87	11100	0,00548
13	63,35	11100	0,00571

14	65,74	11100	0,00592
15	68,05	11100	0,00613

Tabela 10 – Indicador da quantidade de combustível.

A câmara de combustão do projeto foi a peça do sistema onde houve uma maior dificuldade em se encontrar bibliografias que auxiliassem no dimensionamento, dessa forma a câmara foi projetada com a ideia de direcionar a maior quantidade de calor para as regiões mais externas da turbina, evitando aquecer o eixo principal, ao mesmo tempo a área para passagem do ar foi projetada em tiras ao longo da câmara, cada tira possui área igual à área de entrada da turbina, assim caso a mesma não funcione durante um possível teste, essas áreas podem ser fechadas com o auxílio de uma abraçadeira isso poderia validar empiricamente a melhor condição de para construção desse tipo de projeto.

## 6. DESENHO MECÂNICO

Definidas todas as variáveis do projeto, o mesmo deveria ser desenhado de forma que posteriormente pudesse ser construído, como a ideia do projeto é a utilização de material existente no mercado como base, foi obtida uma pré-modelagem em 3D de uma turbina a gás, encontrada no site [www.grabcad.com](http://www.grabcad.com) e a partir dessa modelagem, realizou-se as devidas alterações, fazendo com que o desenho ficasse de acordo com o projeto, foram modificados os mancais, o diâmetro das hélices e o conceito da câmara de combustão que agora faz com que todo o ar provindo da turbina entre pelo lado externo da câmara de combustão, diminuindo assim o calor direcionado para a parte central da turbina, local onde estão os mancais hidrodinâmicos.

As figuras 9 e 10 demonstram como ficou a montagem final da turbina, a primeira imagem da peça está em corte e sem detalhamento, já na segunda é possível visualizar cada componente em sua posição definitiva, a numeração foi posta para identificar cada peça.

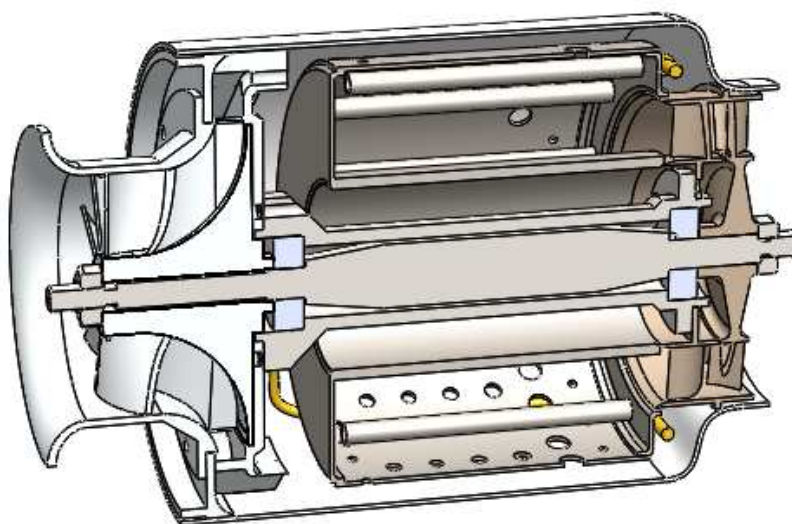


Figura 9 – Modelagem 3D da turbina

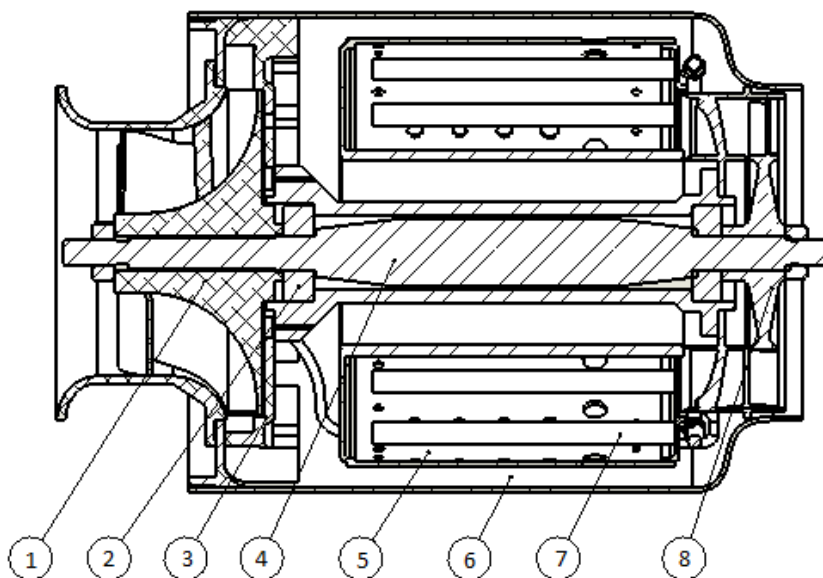


Figura 10 – Imagem 2D da turbina com os componentes identificados

- 1 - Hélice de compressão;
- 2 - Mancal hidrodinâmico;
- 3 - Conjunto estator;
- 4 - Eixo principal;
- 5 - Câmara de combustão;
- 6 - Corpo da turbina;
- 7 - Alimentação de combustível;
- 8 - Hélice de exaustão.

## 7. CONCLUSÃO

Após pesquisas na área de máquinas de fluxo e mecânica dos fluidos, foi possível identificar a dificuldade em encontrar materiais que utilizem a formulação integral para dimensionar máquinas, mesmo que essas sejam utilizadas para fins acadêmicos, percebeu-se também o quão complicado e extenso pode ser um projeto de turbina, já que muitas vezes a limitação física dos componentes, faz com que parte do cálculo de projeto seja invalidado, assim novos componentes devem ser adaptados ou até mesmo o próprio projeto.

Observou-se também que teoricamente a construção da turbina é viável, porém existem pontos de projeto onde se deve ter atenção, o empuxo que a turbina gera não pode passar muito dos valores aqui dimensionados, pois variações nessa questão poderiam elevar e muito velocidade de rotação da hélice de forma que a velocidade tangencial chegasse próximo a velocidade do som, caso isso ocorra, as equações utilizadas já não são aplicáveis.

Outro ponto observado posteriormente é que não foi realizada a correção do ar na saída da hélice de exaustão, assim, pode haver perda de carga devido ao ar sair com ângulo e não perpendicular ao fluxo.

Por fim, estando a fase de projeto concluída, seria válida uma continuação deste trabalho, a construção com a utilização dos componentes aqui apresentados e dimensionados validaria a funcionalidade do projeto, além disso poderia também ser avaliado o valor econômico das partes que o compõem, caso o resultado fosse positivo o mesmo poderia ser reproduzido por entidades de ensino ou acadêmicos que tivessem interesse no assunto.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CASTELLANOS, L. F. Metodologia para obtenção de rotores radiais otimizados nos modos bomba e turbina utilizando critérios de carregamento hidrodinâmico. 2013. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá - MG;

HENN, Érico Antônio Lopes. Máquinas de fluido. 3. ed. Santa Maria, RS: Ed. UFSM, 2012. 496 p.

COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTU, H. Gas Turbine Theory. 4ª Ed. Longman Group Limited, 2015.

CONRADO, A. C. Metodologia para projeto de câmara de combustão de turbina a gás. 2002. Trabalho de Conclusão de Curso - Instituto Tecnológico da Aeronáutica.

BOHORQUEZ, W. O. I. A Methodology for Preliminary Design and Analysis of Gas Turbine Combustors Using Reaction Mechanisms, Reaction Network and Stability Loop Approach. 2013. Tese de Doutorado - Instituto Tecnológico da Aeronáutica.

Jet engine Project, disponível em: <[https://grabcad.com/library?page=1&time=all\\_time&sort=recent&query=jet%20engines](https://grabcad.com/library?page=1&time=all_time&sort=recent&query=jet%20engines)>. Acesso em 20 de jun. de 2019

YAN, H.-S. Creative Design of Mechanical Devices. Singapore: Springer, 1998.

RAMOS, Ricardo A. V. SILVA, João B. C. Máquinas Hidráulicas e Térmicas, 2009.

BARBOSA, J Roberto. Turbina a gás, notas de aula. Centro de Referência em Turbinas a Gás, 2014.