



# **INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

## **TRABALHO FINAL DE GRADUAÇÃO Apresentação Final**

### **ANÁLISE E PROJETO DE UM ESTÁGIO DE TURBINA A GÁS COM EXPANSÃO DE PRODUTO DE COMBUSTÃO DE HIDROGÊNIO**

**Aluno: Adson dos Santos Silva Junior**

**Orientador: Prof. Dr. Ramiro G. Ramirez Camacho  
Co-Orientador: Jonas Pedro Caumo**

**2021**

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a Deus, Princípio e Fim de todas as coisas, que os proveitos de conhecimento que obtive até aqui, e quem venha a lê-lo possa ter, e os méritos todos deste trabalho sejam para Sua maior honra e glória.

Dedico também à memória de Edwiges dos Santos e Juscelina Fonseca, exemplos ímpares em minha vida e muitos outros, bisavó e avó minha, as quais sem seus esforços em seu tempo, este trabalho jamais viria a ser, exemplos do qual com seu esforço e amor pavimentaram o caminho para que meus pais também assim fossem grandes espelhos para mim.

## Agradecimentos

Este trabalho não poderia sequer ser iniciado sem a graça de Deus que me conduziu até aqui e sem todos os esforços de meus pais, Adson e Mércia, que me apoiaram desde sempre até este momento, tanto pela educação que me ofertaram e por todo apoio e dedicação, que lhes foi sem dúvidas muito custoso, mas sempre o fizeram com toda caridade.

Agradeço também meu orientador, Prof. Dr. Ramiro Camacho, que com sua longa experiência em turbomáquinas soube conduzir este trabalho para vias que realmente pudesse ser concluído e com todas sugestões e paciência empregadas até aqui. Também agradeço a meu coorientador, engenheiro Jonas Caumo, que com sua larga experiência na indústria de turbomáquinas pôde mostrar-me detalhes de projetos muitas vezes insondáveis na literatura típica, enriquecendo ainda mais todo conhecimento aqui obtido e desenvolvido, bem como todo seu esforço e dedicação, desde a sugestão deste tema ao acompanhamento de todo desenvolvimento.

Agradeço também a todos amigos, todos professores, que ao longo dessa caminhada acadêmica proporcionaram diversos aprendizados e apoios, sem os quais toda esta caminhada acadêmica que culmina neste trabalho seria ainda mais árdua.

Finalmente agradeço a intercessão de Santo Tomas de Aquino, que certamente contribuiu, junto as minhas preces para a conclusão deste trabalho, principalmente com sua “oração para antes dos estudos”.

*“Pois são assim conhecidas de nós as coisas cujo conhecimento temos naturalmente, como é claro quantos aos primeiros princípios. ”*

Santo Tomas de Aquino

## Resumo

O desenvolvimento energético tem entre suas tecnologias principais as turbinas a gás, máquinas capazes de gerar grande energia com relação a um baixo peso e espaço ocupados cumprindo alguns interesses típicos do uso da energia na sociedade contemporânea. Porém o emprego atual da energia está fortemente atrelado à questão da preservação ambiental, neste sentido outras tecnologias aplicadas têm logrado melhores resultados quanto a redução de suas emissões de gases poluentes, que por outro lado figuram frequentemente como fontes intermitentes, não podendo assegurar o pleno funcionamento como fonte de energia de base par um sistema. Assim o presente trabalho buscou a avaliar e desenvolver uma metodologia de pré-projeto conceitual de um estágio de uma turbina axial (SARAVANAMUTTOO et al. 2017), utilizando para tanto uma ferramenta computacional desenvolvida em linguagem Python, alinhando esta rotina com a combustão de hidrogênio (ÇENGEL e BOLES, 2013), sendo que este tem como produto de combustão puramente o vapor d'água e ar, portanto completamente amigável com o ambiente e ainda assim mantendo a alta disponibilidade e potência inerentes desta tecnologia. Pôde-se concluir que o escoamento de hidrogênio não é problemático para o projeto preliminar, alterando-se pouco as variáveis de interesse quando comparadas com uma turbina a gás real (SIEMENS ENERGY AG, 2021) convergindo com expectativa apresentada pela literatura (LANGSTON, 2019) e (BEXTEN et al., 2021), ainda no mesmo código pôde-se avaliar as perdas por um método semiempírico. (TRAUPEL, 2001). O programa alcançou resultados satisfatórios no uso de hidrogênio para combustão em turbinas a gás, em vista dos adimensionais utilizados parâmetros, porém uma diferença de nove pontos percentuais entre as perdas calculadas e o método semiempírico bem como a avaliação dos dados obtidos permite entender as limitações do código para uso qualitativo de pré-projeto indicado o aperfeiçoamento do código para alçar um projeto mais aprofundado.

**Palavras-chave:** turbina a gás, hidrogênio, combustão, perdas, turbomáquinas, Python®.

## Abstract

Among its main technologies, energy development includes gas turbines, machines capable of generating large amounts of energy with low weight and occupied space, fulfilling some typical interests in the use of energy in contemporary society. However, the current use of energy is strongly linked to the issue of environmental preservation, in this sense, other applied technologies have achieved better results in terms of reducing their emissions of polluting gases, which on the other hand often appear as intermittent sources, not being able to ensure full functioning as a base power source for a system. Thus, the present work sought to evaluate and develop a conceptual pre-project methodology for a stage of an axial turbine (SARAVANAMUTTOO et al. 2017), using a computational tool developed in Python language, aligning this routine with hydrogen combustion (ÇENGEL and BOLES, 2013), and this combustion product is purely water vapor and air, therefore completely friendly to the environment and still maintaining the high availability and power inherent in this technology. It was concluded that the hydrogen flow is not problematic for the preliminary design, with little change in the variables of interest when compared to a real gas turbine (SIEMENS ENERGY AG, 2021) converging with the expectation presented in the literature (LANGSTON, 2019) and (BEXTEN et al., 2021), even in the same code, it was possible to assess the losses by a semi-empirical method. (TRAUPEL, 2001). The program achieved satisfactory results in the use of hydrogen for combustion in gas turbines, given the dimensionless parameters used, although a difference of nine percentage points between the calculated losses and the semi-empirical method and the evaluation of the data obtained allows us to understand the limitations of the code for qualitative pre-design use indicated improving the code to leverage a more in-depth design.

**Key words:** turbines, hydrogen, combustion, losses, turbomachineries, rotor, Python®.

## Lista de Figuras

Figura 1.1 – Moinhos de vento iraniano.....	1
Figura 1.2 – Turbina a gás estacionária em corte isométrico. ....	3
Figura 2.1 – Desenho esquemático do ciclo Brayton. ....	7
Figura 2.2 – Diagrama de ciclo Brayton simples. ....	8
Figura 2.3 – Propriedades de estagnação isentrópicas ao longo de uma linha de corrente. ....	9
Figura 2.4 – Diagrama T-s para um estágio de expansão com propriedade de estagnação. ....	10
Figura 2.5 – Triângulo de velocidades de um rotor de turbina a gás. ....	13
Figura 2.6 – Desenho esquemático de estágio canal simétrico. ....	15
Figura 2.7 – Turbina a gás He S1 de 1937 .....	19
Figura 2.8 – Redução de CO <sub>2</sub> de acordo com a concentração de H <sub>2</sub> no combustível. ....	19
Figura 3.1 – Turbina a gás Siemens SGT-A45.....	22
Figura 3.2 – Algoritmo do pré-projeto do estágio da turbina a gás.....	34
Figura 3.3 – Interface de programação em Python®.....	35
Figura 3.4 – Interface de dados visuais de saída do código. ....	35
Figura 4.1 – Triângulo de velocidades do rotor (Vide Fig 2.5).....	37
Figura 4.2 – Diagrama de faixas de turbomáquinas de acordo com N <sub>s</sub> .....	38
Figura 4.3 – Diagrama de Smith.....	39

**Lista de Tabelas**

Tabela 3.1 – Dados de entrada, catalogo SIEMENS ENERGY AG.....	33
Tabela 3.2 – Dados de entrada do autor para o pré-projeto.....	33
Tabela 4.1 – Características geométricas do estágio. ....	36
Tabela 4.2 – Adimensionais de controle. ....	37
Tabela 4.3 – Potências da turbina a gás.....	39



**Lista de Variáveis e Subscritos**

$a$  – Constante para equação de calor específico

$A$  – Área

$AC$  – Razão ar combustível

$AR$  – Ar em excesso

$b$  – Constante para equação de calor específico

$c$  – Corda, constante para equação de calor específico

$C$  – Velocidade absoluta

$C_a$  – Componente axial da velocidade absoluta

$C_f$  – Fator de correção por rugosidade

$C_w$  – Componente tangencial da velocidade absoluta

$c_p$  – Calor específico a pressão constante

$d$  – Constante para equação de calor específico

$D$  – Diâmetro

$e$  – Espessura

$F$  – Fator de correção entre perdas de perfil e perdas secundárias

$G$  – Fator de correção para razão crítica altura e passo

$h$  – Entalpia

$H$  – Altura da pá

$K_s$  – Rugosidade da superfície

$l$  – Largura da pá

$m$  – Número de átomos de carbono no combustível

$\dot{m}$  – Vazão mássica

$Ma$  – Número de Mach

$MM$  – Massa molar

$MOL$  – Número de mols

$n$  – Número de átomos de hidrogênio no combustível

$N$  – Rotação

$N_{pá}$  – Número de pás

$N_s$  – Velocidade específica

$p$  – Pressão, número de átomos de oxigênio no combustível

$PCI$  – Poder calorífico inferior

$Pot$  – Potência

$\dot{Q}$  – Calor

$r$  – Raio

$r_{z,hl}$  – Razão altura largura

$R$  – Constante dos gases ideais

$Re$  – Número de Reynolds

$RP$  – Razão de pressão

$s$  – Entropia

$t$  – Passo

$T$  – Temperatura

$U$  – Velocidade tangencial

$V$  – Velocidade relativa

$Vel$  – Velocidade

$x$  – Concentração molar

$W_s$  – Trabalho

$z$  – Número de estágios

$\alpha$  – Ângulo do escoamento [°]

$\beta$  – Ângulo da pá [°]

$\delta$  – interstício estator-rotor

$\Delta a$  – Projeção da espessura da pá

$\zeta_a$  – Perdas por interstício estator e rotor

$\zeta_{bf}$  – Perdas bordo de fuga

$\zeta_c$  – Perdas de choque de carnot

$\zeta_{int}$  – Perdas internas

$\zeta_p$  – Perdas de perfil

$\zeta_{pb}$  – Perdas básicas de perfil

$\zeta_{sec}$  – Perdas secundárias

$\zeta_{vent}$  – Perdas por ventilação

$\eta$  – Eficiência

$\theta$  – Ângulo

$\gamma$  – Razão de calores específicos

$\lambda$  – Perdas Saravanamuttoo

$A$  – Grau de reação

$\mu$  – Viscosidade dinâmica

$\nu$  – Viscosidade cinemática

$\rho$  – Massa específica

$\phi$  – Coeficiente de vazão

$\chi_M$  – Fator de correção para o número de Mach

$\chi_R$  – Fator de correção para o número de Reynolds

$\psi$  – Coeficiente de carregamento da pá

### Subscritos

$0$  – Propriedade de estagnação

$1$  – Entrada do estator

$2$  – Saída do estator/entrada do rotor

$3$  – Saída do rotor

$a$  – Ponto a qualquer

$ar$  – Ar

$b$  – Ponto b qualquer

$comb$  – Combustível

$E$  – Estator

$ele$  – Elétrica

$H_2O$  – Correspondente ao vapor d'água

$int$  – Interna

$k$  – Condição crítica

$m$  – Médio

$mec$  – Mecânica

$N_2$  – Correspondente ao gás nitrogênio

$O_2$  – Correspondente ao gás oxigênio

*produto* – Correspondente ao produto de combustão

$r$  – Raiz da pá

$R$  – Rotor

$s$  – Isentrópico

$sai$  – Propriedade na saída

$t$  – Topo da pá

*term* – Térmica

*traupel* – Perdas segundo método de Traupel

## SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Conceitos Fundamentais.....	1
1.2 Motivação e Justificativa .....	3
1.3 Objetivos.....	4
1.4 Estrutura do Trabalho .....	5
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA.....	6
2.1 Introdução às turbinas a gás .....	6
2.2 Propriedades de estagnação e adimensionais .....	8
2.3 Pré-projeto de turbinas a gás .....	12
2.4 Perdas segundo Traupel (2001) .....	16
2.5 Expansão de hidrogênio em turbinas a gás.....	18
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA.....	22
3.1 Trabalho proposto.....	22
3.2 Projeto conceitual .....	23
3.3 Estudo de caso .....	33
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	36
4.1 Resultados.....	36
4.2 Análise .....	37
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	40
5.1 Considerações finais .....	40
5.2 Sugestões para Trabalhos futuros .....	41
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	42
ANEXOS.....	44
ANEXO A – Catálogo Siemens SGT A45.....	44
ANEXO B – Perdas - TRAUPEL, 2001.....	44
ANEXO C – Propriedades Termodinâmicas.....	47
APÊNDICE .....	50
APÊNDICE A – Programa computacional em Python®, TURBOUNIFEI. ....	50

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 Conceitos Fundamentais

O manejo da energia é de natureza quase ubíqua em qualquer aplicação de atividade humana. Presente nas mais antigas tecnologias desenvolvidas em sociedades, fortemente atrelada ao avanço dessas nações perante seu tempo.

Não obstante as múltiplas formas: mais energéticas, mais eficientes ou mais flexíveis de se obter, foram moldadas ao longo dos séculos, do uso da força animal ao emprego do efeito fotoelétrico, a energia se manifesta essencial na sociedade. De modo atender uma demanda presente, entre o grupo das tecnologias a serem pontuadas pode-se mencionar a geração de energia elétrica por meio das Máquinas de Fluxo - MF, equipamentos projetados de modo a fornecer ou obter energia de um determinado escoamento, algo por vezes de fácil acesso a muitas comunidades devido à onipresença de fluidos, como o próprio o ar ou a água, que quando formam correntes podem ser aproveitados por superfícies adequadas em forma de pás, como moinhos de vento ou de água, como mostrado já pela anciã tecnologia persa datada entre 500 a 900 d.C., presente na Figura 1.1.



Figura 1.1 – Moinhos de vento iraniano.

(Fonte: SURFIRAN, 2021)

O crescimento do grau de especialização médio fomentado pelas próprias tecnologias empregadas em cada época trouxe um arcabouço natural para expansão dos próprios artifícios disponíveis, essa dinâmica recursiva de crescimento científico descambou no refino multivariado das máquinas de fluxo, bem como de todas as demais máquinas. No ramo aqui apresentado, além dos fluidos de fácil acessibilidade, um potencial ainda maior em termos de sua razão peso-potência é definido: a combustão.

O progresso na ciência dos materiais, as análises teóricas e numéricas, físico-matemáticas e os processos de fabricação, deram origem às engenharias que permitiram o estudo da combustão, ao ponto de comportá-la em um escoamento contínuo e previsível com as devidas considerações. Isso se deu principalmente na turbina a gás, que em uma unidade possuem a capacidade de comprimir, realizar a reação de combustão e a expansão por meio da conversão da energia do escoamento em alta temperatura e pressão. Operando nos limiares da tecnologia disponível, consegue-se obter uma das mais altas capacidades energéticas, considerando outras formas costumeiras, como é o caso de usinas hidrelétricas, eólicas ou fotovoltaicas.

As turbinas a gás podem ser entendidas como uma unidade de geração de energia ou de propulsão, que podem ser separadas em três partes principais: compressor, câmara de combustão e a turbina propriamente dita.

- Compressor de Ar: O compressor de ar da turbina a gás pode ser centrífugo ou axial (vide figuras a seguir) e ambos estão constituídos por um rotor e um difusor, o que constitui um salto (estágio). Geralmente, são constituídos por vários estágios, o que permite a instalação de resfriadores intermediários que melhoram o rendimento da instalação, ao reduzir a temperatura do ar entre uma compressão e outra. Em relação ao rendimento, o compressor axial apresenta um maior rendimento que o compressor centrífugo. Turbinas a gás, com potência acima de 5MW, têm compressores axiais de múltiplos estágios que garante aumentos de pressão de até 40:1 de forma eficiente considerando maior numero de estágios.

- Câmara de combustão: A injeção de energia térmica do ciclo Brayton, que modela o comportamento das turbinas a gás, é realizada pela injeção do combustível e sua queima perante o ar em alta pressão e temperatura advindo do compressor, com excesso estequiométrico de ar para melhorar a expansão na turbina e ainda, refrigerar as próprias paredes da câmara de combustão e as pás do rotor da turbina.

- Turbina de expansão: Finalmente a etapa que, inclusive, nomeia o próprio grupo gerador, o rotor da turbina, que é responsável, junto a uma sequência de bocais alternados,

estator, pela expansão do gás e absorção da energia do escoamento em suas palhetas, é de acordo com Boyce (2012) apresentada frequentemente na sua configuração axial e seus estágios podem ser principalmente classificados como do tipo impulso ou reação. Para estágios de impulso a queda de entalpia dá-se inteiramente no estator, enquanto a nos estágios de reação, com menor carregamento específico que o caso anterior, porém mais eficientes, a queda entálpica é dividida entre as pás do estator e do rotor.

Na Figura 1.2 pode-se visualizar uma turbina a gás com suas três principais etapas: compressor, câmara de combustão e turbina .

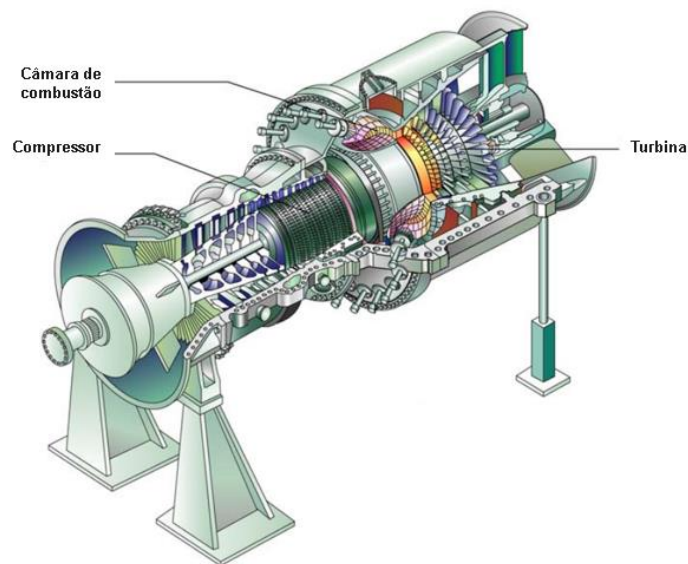


Figura 1.2 – Turbina a gás estacionária em corte isométrico.

(Fonte: BOYCE, 2012)

## 1.2 Motivação e Justificativa

Ainda em tempo, da variedade de demandas associadas a uma época é alarmante o apelo pela gestão sustentável de recursos naturais, de forma a garantir não só a melhor performance momentânea, mas observando os impactos em todo cenário que circunda uma aplicação qualquer. Neste último quesito quando se aborda a questão de impacto ambiental o recurso tão



estimado da combustão se apresenta como um antagonista da reivindicação contemporânea, o que torna toda a questão do uso de um recurso energético ainda mais complexa.

Muitas tentativas são empregadas no sentido de manter o triângulo potência–disponibilidade e baixo impacto ambiental, por vezes apelando por sistemas complementares entre as fontes intermitentes ecologicamente amigáveis e outras formas mais tradicionais atuando de forma coordenada. É mister, porém, a maior versatilidade e redução de custos operacionais e custos associados por um acoplamento mais frequente de tais plataformas, de forma a suprir essa demanda é possível dispor do melhor das duas realidades pela combustão que não gerasse, principalmente, gases de efeito estufa, e este é o caso do hidrogênio. A exemplo do investimento multibilionário, cerca de 2,3 bilhões de euros, da multinacional espanhola de energia, Iberdrola, para a criação de uma planta de produção de hidrogênio verde na península ibérica com capacidade de 1,0 GW, ultrapassando a capacidade operacional global atual para esta aplicação, de 0,3 GW (REUTERS, 2021). Ou como, já no cenário brasileiro, a construção da usina termelétrica GNA II, com máquinas fornecidas pela Siemens Energy Brasil, com capacidade de atender a 1,7 GW, cujas máquinas instaladas serão já preparadas para um futuro uso de hidrogênio combustível (VALOR ECONÔMICO, 2021). E ainda no cenário nacional, a iniciativa da construção do Centro de Produção e Pesquisas em Hidrogênio Verde, parceria entre a Universidade Federal de Itajubá e a Agência Alemã de Cooperação Internacional, visando a inovação tecnológica. (GLOBO, 2021)

Nesse sentido, o presente trabalho propõe entender o escoamento típico em uma turbina a gás através de seu projeto conceitual, unidimensional, porém utilizando como fluido de trabalho o gás hidrogênio como combustível, possibilitando a viabilidade de uso desse proeminente recurso energético.

### **1.3 Objetivos**

O trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia de projeto conceitual de um estágio de turbina a gás, operando com gases de combustão de hidrogênio.

#### **Objetivos específicos**

- Implementação de código computacional em linguagem Python com interface amigável ao usuário;
- Avaliar possíveis diferenças entre a expansão de produto de combustão de hidrogênio parametrizadas por uma máquina real operante com combustíveis convencionais.

## 1.4 Estrutura do Trabalho

O trabalho é disposto de tal forma que o Capítulo 1 é responsável pela apresentação contextual da exploração energética e como as turbinas a gás se posicionam perante as demais tecnologias de geração empregadas, bem como é mostrado seu funcionamento básico e o porquê de se aliar a combustão de hidrogênio e a metodologia que será desenvolvida para abordar o funcionamento dessa combinação a nível de projeto preliminar.

O Capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica necessária para as análises térmicas e cinemáticas do escoamento estudado. Fazendo uso das leis básicas e princípios de conservação que regem um fenômeno termodinâmico e conceitos básicos da mecânica dos fluidos e como toda estrutura converge nos equacionamentos para dimensionamento das turbomáquinas buscando a obtenção de dados geométricos e resultados de eficiência e potência elétrica.

Já o Capítulo 3 introduz a proposição do problema e segue com a apresentação da metodologia com arcabouço teórico do capítulo anterior e as devidas considerações adotadas e conduzidas pelo autor, para o desenvolvimento de um projeto conceitual, com base em dados e correlações da literatura, resultando na edição de um código computacional em linguagem Python® que aplica a metodologia proposta.

O Capítulo 4 por sua vez é responsável pela apresentação dos resultados principais das rotinas de cálculo e através deste avaliar o nível de confiabilidade considerando uma situação real já definida.

Finalmente o Capítulo 5 apresenta as análises do método implementado, seus resultados, limitações e propõe um horizonte de expansão para novos trabalhos derivados desta proposta.

## CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Introdução às turbinas a gás

As máquinas de fluxo MF, podem ser entendidas como transformadores de energia cinética a depender da modalidade da MF como geradoras ou motoras, sendo que na primeira há transformação da fonte mecânica em cinética e esta em termos de pressão, quanto a segunda apresenta uma energia disponível em termos de pressão, transformada em cinética, esta em trabalho mecânico, esses processos devem ser realizadas com mínimas perdas de energia resultando em maiores aproveitamentos de geração posterior, como o caso das turbinas. Por outro lado, as máquinas motoras e geradoras podem ser sub-clasificadas como térmicas ou hidráulicas em relação ao número de Mach, sendo, menores de 0,3Ma os ventiladores e sopradores e maiores a 0,3 as turbinas a gás, turbinas a vapor e compressores.

De acordo com Boyce (2012) turbinas a gás são máquinas com grande potencial energético relativo a seu peso e potência, resultando em MF de alta concentração de potência. Equipamentos que apresentam uma versatilidade quanto aos combustíveis de trabalho, bem como dimensões e usos possíveis. Pode se destacar, dentre a variedade de equipamentos dessa natureza, as turbinas a gás aeroderivativas, que são unidades com projeto inicial destinado a uma aplicação aeronáutica, que foram adaptadas para a geração de energia elétrica, por vezes pela remoção de seu ventilador de *by-pass* e adição de estágios de potência a jusante, com potência típica de faixas entre 2,5 e 50 MW e eficiências que compreendem valores entre 35% e 45%. Elas têm o seu emprego na geração de energia elétrica devido à sua capacidade de rápida partida, suporte a variação de cargas na rede elétrica e rápida parada quando comparada as turbinas a gás industriais, também chamada *heavy-duty*.

O entendimento do fenômeno dá-se através do estudo termodinâmico do objeto em questão, isto é, uma modelagem física permite não só o aprofundamento da análise qualitativa do processo estudado, mas também sua quantificação. O funcionamento das turbinas a gás é representado pelo ciclo Brayton. Este ciclo na sua forma ideal consiste em uma compressão isentrópica, seguida pela absorção de calor de uma fonte quente, por conseguinte uma expansão isentrópica, onde há o consumo do trabalho líquido do sistema e finalmente uma rejeição de calor para o ambiente. Quando este ciclo é disposto em sua forma aberta a rejeição de calor na prática dá-se para o ambiente, essa rejeição não só de energia, mas também de massa, é devida a composição química dos gases de exaustão não aproveitáveis para um novo ciclo de combustão. (ÇENGEL e BOLES, 2013)

O ciclo Brayton, é composto de um compressor, câmara de combustão, turbina, como mostra a Figura 2.1.

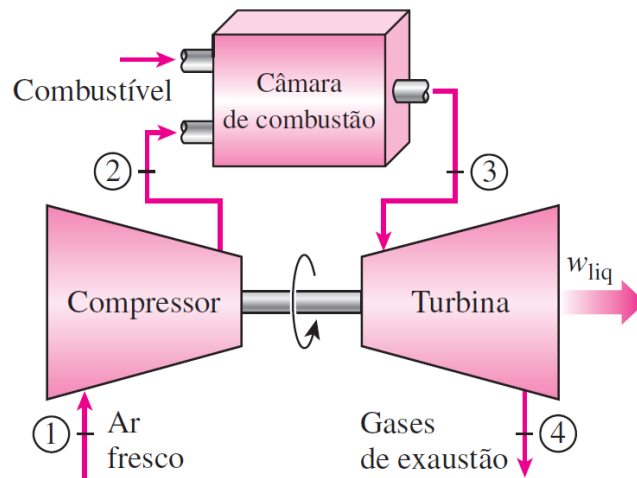


Figura 2.1 – Desenho esquemático do ciclo Brayton.

(Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2013)

O entendimento deste ciclo não deve ser minorado perante as análises que serão apresentadas ao longo deste trabalho, onde serão introduzidos mecanismos de perdas com base em correlações semiempíricas que regem o funcionamento real da turbomáquina, bem como suas limitações.

As relações aplicáveis aqui baseiam-se fundamentalmente nas próprias definições de propriedades termodinâmicas e na primeira lei da termodinâmica, conservação de energia, tomando inicialmente as variações de energia como relevante apenas a própria entalpia do escoamento tem-se que a admissão e rejeição de calor no processo é dada pela Eq. (2.1), que dispõe propriedades mais convenientes para os cálculos aqui aplicados. (ÇENGEL e BOYLES, 2013)

$$Q = h_a - h_b = c_p \cdot (T_a - T_b) \quad (2.1)$$

Também para os processos isentrópicos, tanto na compressão, quanto na expansão do gás, pode-se fazer uso das relações entre pressão e temperatura para um gás ideal, como mostrado pela Eq. (2.2). (ÇENGEL e BOYLES, 2013)

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = RP^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.2)$$

Levando-se em conta todas as relações supracitadas, bem como equacionamentos, torna-se conveniente a representação gráfica do trajeto da energia, o diagrama temperatura-entalpia é uma ferramenta frequentemente utilizada para visualização de relações isentrópicas, processos isobáricos e demais acréscimos à compreensão do processo como um todo, assim é constituído o diagrama, como na Figura 2.2.

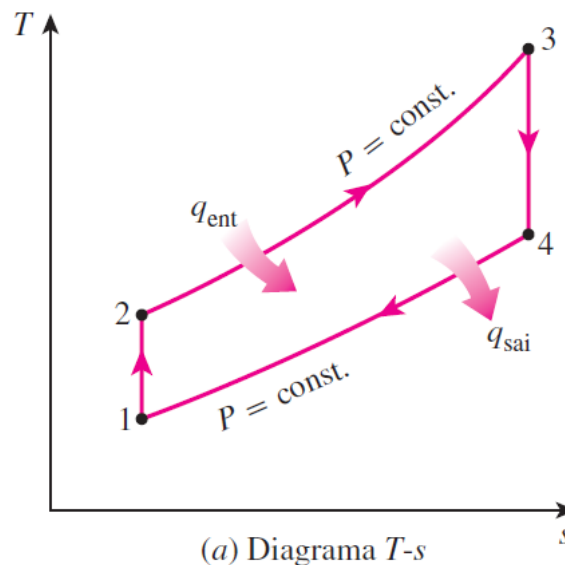


Figura 2.2 – Diagrama de ciclo Brayton simples.

(Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2013)

## 2.2 Propriedades de estagnação e adimensionais

Como já visto, as propriedades termodinâmicas são indicadores que determinam todo potencial energético e demais propriedades relevantes para avaliação escoamento qualquer, basilares para o desenvolvimento de uma máquina térmica, não são, porém, suficientes dada as peculiaridades de determinados fluxos de fluidos. Como já aludido anteriormente a transformação energética em máquinas de fluxo dar-se-á por interações entre uma estrutura física com partes móveis e um escoamento, evidenciando, pois, a importância do comportamento da energia cinética para esta análise que tem sua fonte térmica. É grave para prosseguimento do processo a correlação entre ambos os universos.

Segundo Fox, McDonald e Pritchard (2014) estados de referência podem ser interessantes para avaliar relações realmente válidas em diferentes pontos de um escoamento e quando esta condição de referência advém de um escoamento conduzido ao repouso tem-se o

que é chamado de propriedade de estagnação isentrópica, pois não só parcela de energia cinética é levada em conta nesta propriedade de referência, como ela seria obtida por um desaceleração suficientemente suave, para que toda energia cinética integrasse aquela propriedade a ser considerada. A Figura 2.3 ilustra como se dá a relação entre uma propriedade termodinâmica e sua propriedade de estagnação correspondente.

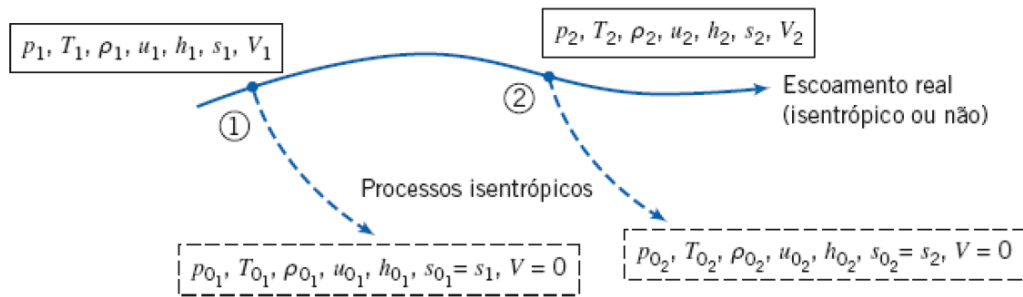


Figura 2.3 – Propriedades de estagnação isentrópicas ao longo de uma linha de corrente.

(Fonte: FOX, McDONALD e PRITCHARD, 2014)

Dessa forma a velocidade em um escoamento pode determinar uma propriedade termodinâmica, caso sua propriedade de estagnação seja sabida, a exemplo da Eq. (2.3), relacionando a energia cinética com o calor específico em forma de temperatura.

$$c_p \cdot T_0 + \frac{0^2}{2} = c_p \cdot T + \frac{C^2}{2} \quad (2.3)$$

Manipulando os termos da Eq. (2.3), tem-se de forma mais conveniente a Eq. (2.4) para a obtenção da temperatura em um ponto qualquer, que é conhecida a temperatura de estagnação e a velocidade absoluta do escoamento.

$$T = T_0 - \frac{C^2}{2c_p} \quad (2.4)$$

O diagrama temperatura entropia, apresentado na Figura 2.4, correlaciona de forma ainda mais completa e detalhas o processo de expansão na turbina.

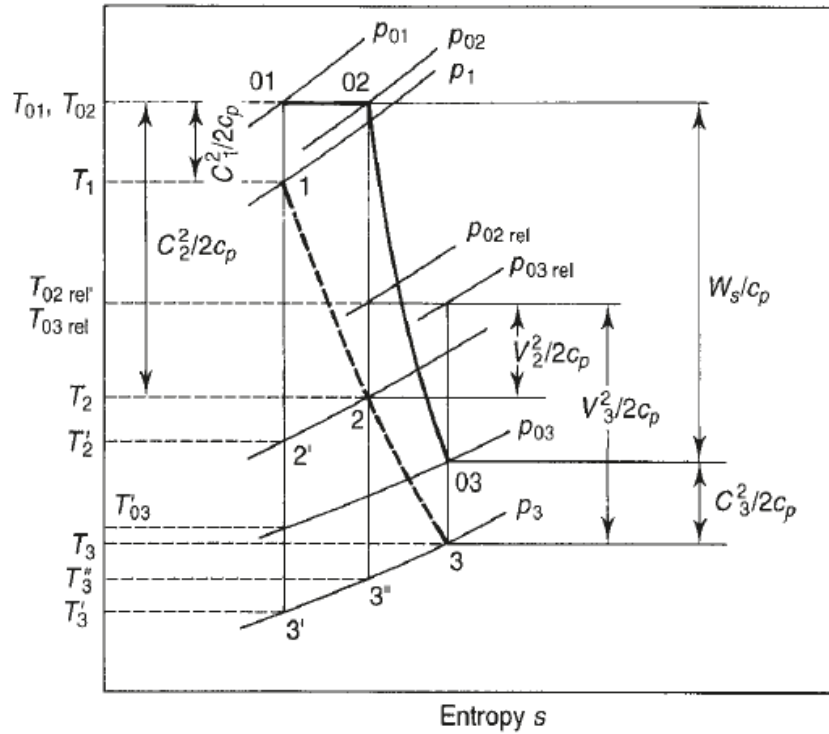


Figura 2.4 – Diagrama T-s para um estágio de expansão com propriedade de estagnação.

(Fonte: SARAVANAMUTTOO et al., 2017)

No estudo de caso, será analisado o processo de expansão de um estágio de uma turbina axial, sendo assim, é possível combinar o trabalho de expansão do ciclo termodinâmico, Eq. (2.5), e com base na equação de quantidade de momento angular tem-se o trabalho específico considerando as variações no campo de velocidades relativa no rotor Eq. (2.6) (SARAVANAMUTTOO et al., 2017).

$$W_s = c_p \cdot \Delta T_{0s} \quad (2.5)$$

$$W_s = c_p \cdot \Delta T_{0s} \equiv U \cdot C_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (2.6)$$

Quando este trabalho é realizado de forma que as irreversibilidades do processo são desprezíveis, pode-se dizer que este é um processo isentrópico, o que não ocorre em máquinas reais. Saravanamuttoo et al. (2017), porém, em vista de lançar mão das relações isentrópicas apresenta fatores de correção de perdas para estator, com a Eq. (2.7) e rotor, com a Eq. (2.8).

$$\lambda_E = \frac{T_2 - T_2'}{\frac{C_2^2}{2c_p}} \quad (2.7)$$

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T_3''}{\frac{V_3^2}{2c_p}} \quad (2.8)$$

Para quantificar as características globais do escoamento em turbinas ou máquinas de fluxo em geral, no início do projeto, são utilizadas relações adimensionais como:

Número de Reynolds, que representa a dominância das forças de inércia sobre as viscosas, sendo definido em função de um comprimento característico, como por exemplo, a Eq. (2.9), onde  $l$ , a comprimento da corda e  $V_{rel}$  a velocidade relativa.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{rel} \cdot l}{\mu} \quad (2.9)$$

Outro adimensional relevante para o estudo de um escoamento, geralmente de um gás, o número de Mach expressa pela variação de massa específica ao longo de um escoamento com base em sua velocidade e propriedades do fluido, a Eq. (2.10) mostra a relação entre esses parâmetros.

$$Ma = \frac{Vel}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad (2.10)$$

O coeficiente de vazão é a relação das velocidades axial e a componente de velocidade tangencial associada a rotação da máquina, como mostra a Eq. (2.11), consegue dessa forma exprimir para uma dada rotação o quanto de vazão pode ser disponibilizada por aquele rotor, quão maior o coeficiente de vazão, maior a tendência a uma máquina axial (DIXON e HALL, 2010).

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (2.11)$$

Outro parâmetro relevante, o coeficiente de carregamento do estágio que traduz a queda de entropia de estagnação ao longo de um dente, ou seja, isentropicamente a quantidade de trabalho produzida por aquela unidade em função da rotação da mesma máquina, como expressa na Eq. (2.12) equivalência entre a variação de entalpia e o produto do calor específico e da temperatura, tem-se a Eq. (2.12) (DIXON e HALL, 2010).

$$\psi = \frac{C_p \cdot \Delta T_0}{U^2} = \frac{\Delta h_0}{U^2} \quad (2.12)$$

Adicionalmente, é sempre relevante entender a distribuição da expansão, nesse sentido é empregado o grau de reação  $\lambda$  (Eq.2.13), que traduz o percentual de expansão no rotor, assim uma máquina de grau de reação 0,4, possui 40% da queda de entalpia ocorre no rotor.



$$\Lambda = \frac{\text{queda de entalpia no rotor}}{\text{queda de entalpia no estágio}} \quad (2.13)$$

A velocidade específica  $N_s$  figura como parâmetro de seleção de uma turbomáquina em relação a direção do escoamento no rotor (axial, tangencial ou radial), pois engloba todas as condições de funcionamento essenciais para uma turbomáquina. O  $N_s$  pode ser resumido através dos adimensionais abordados anteriormente, coeficiente de vazão e coeficiente de carregamento, dessa forma tem-se a Eq. (2.14) (DIXON e HALL, 2010).

$$N_s = \Omega_s = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = \frac{N \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{(g \cdot H)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.14)$$

### 2.3 Pré-projeto de turbinas a gás

Turbinas a gás, como explicado por Boyce (2012), tem seu projeto tipicamente apoiado nos seguintes pilares:

- Alta eficiência;
- Alta confiabilidade e disponibilidade;
- Praticidade de operação;
- Facilidade de instalação de comissionamento;
- Conformidade com normativas ambientais;
- Incorporação de sistemas auxiliares com alto grau de confiabilidade;
- Flexibilidade de utilização de combustíveis.

Estes objetivos são alcançados em diferentes etapas do projeto, que inclusive podem se tornar recursivas, aqui teremos enfoque na verificação da eficiência, sendo a eficiência para uma determinada potência requerida o primeiro pressuposto de um projeto qualquer e conclui-se com uma estimativa geométrica inicial. Para tanto são apresentadas as relações geométricas que compõe um estágio de uma turbina a gás, como apresentado pelo triângulo de velocidades na Figura 2.5.

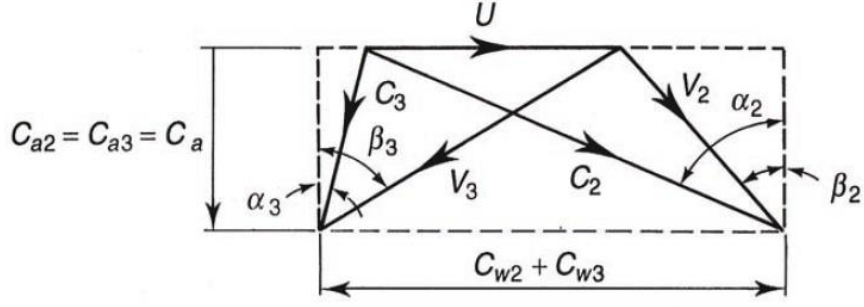


Figura 2.5 – Triângulo de velocidades de um rotor de turbina a gás.

(Fonte: SARAVANAMUTTOO et al., 2017)

Unindo-se os princípios termodinâmicos abordados no tópico 2.1 e as grandezas de referência do tópico 2.2 do presente trabalho com a abordagem geométrica exibida na Figura 2.5 é possível estabelecer uma sequência lógica que conecte a todos esses pontos, como abordado pela sequência de Eq. de (2.15) a (2.45) estruturadas por Saravanamuttoo et al. (2017).

$$\psi = \frac{2 \cdot C_p \cdot \Delta T_0}{U^2} \quad (2.15)$$

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (2.16)$$

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2} \psi + 2\Lambda \right) \quad (2.17)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left( \frac{1}{2} \psi - 2\Lambda \right) \quad (2.18)$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (2.19)$$

$$Ca_2 = \phi \cdot U \quad (2.20)$$

$$C_2 = \frac{Ca_2}{\cos \alpha_2} \quad (2.21)$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (2.22)$$

$$T'_2 = T_2 - \lambda_E \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (2.23)$$

$$P_2 = P_{01} \left( \frac{T'_2}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.24)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \quad (2.25)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{a2}} \quad (2.26)$$

$$C_1 = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_3} \quad (2.27)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2c_p} \quad (2.28)$$

$$P_1 = P_{01} \left( \frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.29)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} \quad (2.30)$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot C_1} \quad (2.31)$$

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T_{0s} \quad (2.32)$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_1^2}{2c_p} \quad (2.33)$$

$$P_3 = P_{03} \left( \frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.34)$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3} \quad (2.35)$$

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot C_{a2}} \quad (2.36)$$

$$H_1 = \frac{A_1 \cdot N}{U} \quad (2.37)$$

$$\frac{r_{t1}}{r_{r1}} = \frac{r_m + \frac{H_1}{2}}{r_m - \frac{H_1}{2}} \quad (2.38)$$

$$H_2 = \frac{A_1 \cdot N}{U} \quad (2.39)$$

$$\frac{r_{t2}}{r_{r2}} = \frac{r_m + \frac{H_2}{2}}{r_m - \frac{H_2}{2}} \quad (2.40)$$

$$H_3 = \frac{A_1 \cdot N}{U} \quad (2.41)$$

$$\frac{r_{t3}}{r_{r3}} = \frac{r_m + \frac{H_3}{2}}{r_m - \frac{H_3}{2}} \quad (2.42)$$

$$M_{a3} = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_3}} \quad (2.43)$$

$$T_3'' = \frac{T_2}{\left(\frac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.44)$$

$$\lambda_R = \frac{T_{03} - T_3''}{\frac{V_3^2}{2 \cdot c_p}} \quad (2.45)$$

Com base neste algoritmo, que obedece a todas as relações supracitadas, toda geometria preliminar de um estágio está suficientemente estabelecida conforme o desenho esquemático apresentado na Figura 2.6.

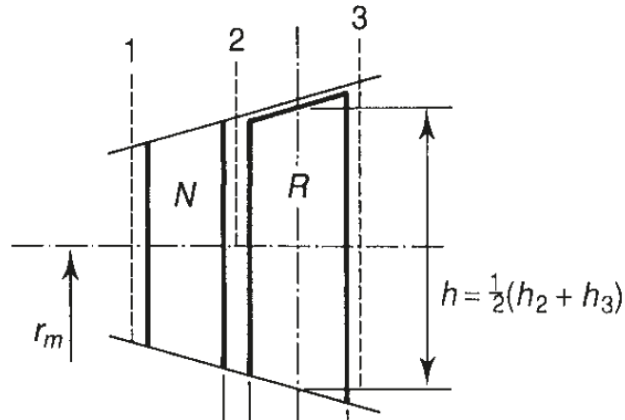


Figura 2.6 – Desenho esquemático de estágio canal simétrico.

(Fonte: SARAVANAMUTTOO et al., 2017)

## 2.4 Perdas segundo Traupel (2001)

Todo o cálculo desenvolvido até aqui qualifica seus resultados como um projeto conceitual para uma linha de corrente, ainda assim, para endossar ou criticar tais resultados é possível fazer uso de um ferramental extra neste sentido.

Segundo Maia et al. (2019) há uma escassez no entendimento profundo do projeto de um turbina a gás em vista de que tais tecnologias tem sua relevância perante questões militares e de soberania nacional, bem como pela natureza complexa de todos componentes que constituem uma turbina a gás real, neste sentido empregaram esforços na confecção de um código computacional capaz de englobar diversos métodos de perdas empíricos disponibilizados na literatura convencional da área a fim de preencher esta lacuna.

Dentre os métodos de perdas disponíveis utilizar-se-á neste trabalho o método de perdas de Traupel (2001) por sua solidez de consideração.

As perdas de um estágio por Traupel (2001) podem ser divididas inicialmente em internas e externas, as primeiras versam sobre interações que ocorrem em torno das pás e no volume que há entre elas, enquanto as externas versam sobre os interstícios que existe entre as grades de estator e rotor, cavidades no disco que suporta as pás e interações do escoamento com o mesmo disco. Para fins práticos, este trabalho irá lidar apenas com cálculos de perdas internas. Ou seja, de acordo com a Eq. (2.46) tem-se a eficiência do estágio.

$$\eta_{traupel} = 1 - \zeta_{int} \quad (2.46)$$

As perdas internas ainda podem ser separadas em duas parcelas principais, como na Eq. (2.47) (TRAUPEL, 2001).

$$\zeta_{int} = \bar{\zeta}_p + \zeta_{sec} \quad (2.47)$$

A integração das perdas de perfil está relacionada com os fenômenos comuns de atrito, camada limite e choque, típicos de um perfil aerodinâmico. As perdas de perfil podem ser entendidas de acordo com a Eq. (2.48) (TRAUPEL, 2001).

$$\bar{\zeta}_p = \zeta_p + \zeta_{vent} \quad (2.48)$$

A primeira parcela, perdas por ventilação, atua como fator de correção para as perdas no sentido da altura da pá, para razões de altura da pá e diâmetro médio menores que 0,1, essa perda pode ser desconsiderada, sendo avaliada pela Figura B1 (TRAUPEL, 2001).

Enquanto a perda que lida com a seção transversal das pás é definida pela Eq. (2.49) (TRAUPEL, 2021).

$$\zeta_p = \chi_R \cdot \chi_M \cdot \zeta_{pb} + \zeta_{bf} + \zeta_c \quad (2.49)$$

O coeficiente de correção de Reynolds  $\chi_R$  apresenta uma relação do número de Reynolds para o perfil, apresentado na Eq. (2.50), onde a velocidade  $Vel$  é igual a  $C_1$  para estatores e  $V_2$  para rotores e  $c$  é igual à corda para respectivas seções, também avalia a relação entre a rugosidade da superfície a corda do perfil, deve ser avaliada pela Figura B3. O coeficiente de correção de mach  $\chi_M$  analisa a interferência de um maior número de Mach em um estágio, ou seja, proximidade do regime sônico, as curvas 1 e 3 do gráfico à direita superior na Figura B2 correspondem respectivamente grades subsônicas de estator e rotor axiais, enquanto as curvas 2 e 4 para mesmas grades de pás, porém em regime supersônico. As perdas básicas de perfil  $\zeta_{pb}$  levam em conta os ângulos de entrada e saída do escoamento  $\alpha$  para estatores e ângulos de entrada e saída da pá  $\beta$  para rotores, e sua influência nas perdas do escoamento, deve-se levar em conta que os ângulos apresentados por este autor são referenciados no plano normal ao eixo de rotação da máquina axial, os valores da perda básica de perfil podem ser obtidos no gráfico à esquerda inferior da Figura B2 (TRAUPEL, 2001).

$$Re = \frac{Vel \cdot c}{\nu} \quad (2.50)$$

A perda por pressão negativa no bordo de fuga  $\zeta_{bf}$  é um efeito que desaparece para valores de  $Re$  menores que  $8 \times 10^4$ , mas possui grande influência mesmo para valores de  $Re$  maiores que  $1,5 \times 10^5$ , dever-se-á calcular a projeção da espessura  $\Delta a$  de acordo com a Equação 2.51 para avaliar o valor de  $\zeta_{bf}$  no gráfico à esquerda superior da Figura B2, sendo que tanto para Eq. (2.51), (2.52) e (2.53) o ângulo  $\theta$  corresponde aos ângulos  $\alpha_2$  e  $\beta_3$ , respectivamente ângulo de saída do escoamento do estator e ângulo de saída da pá do rotor. As perdas de choque de Carnot  $\zeta_c$  correspondem ao choque que se expande a jusante do bordo de fuga e pode ser avaliado pela Eq. (2.52) (TRAUPEL, 2001).

$$\Delta a = \frac{e}{t \cdot \sin \theta} \quad (2.51)$$

$$\zeta_c = \left( \frac{\Delta a}{1 - \Delta a} \right)^2 \sin^2 \theta \quad (2.52)$$

Por fim as perdas secundárias de perfil  $\zeta_{sec}$  corrigem as perdas devido às interações com as paredes da carcaça e do cubo, entre as pás de estator e rotor, bem como demais fluxo secundários interpás. O fator de correção  $\zeta_a$  leva em conta uma equivalência para a distância axial entre as pás de estator e rotor, suas interações transientes, e pode ser avaliada pela Eq. (2.53), onde  $c_f$  é uma razão da rugosidade da superfície  $K_s$  e do diâmetro médio  $D_m$  e do número

de  $Re$ , segundo Eq. (2.50), e deve ser avaliada pela Figura B3. Ainda é importante atentar para a razão crítica entre a altura e passo, determinada pela Eq. (2.54), onde  $B$  é igual a 7 para estatores e 10 para rotores, se a razão de altura e passo for menor que a razão crítica então  $G$ , coeficiente de correção, tornar-se-á igual a 0,02 para rotores e 0,035 para estatores, caso contrário deverá ser tomada como 0 de forma a suprimir a parcela mais à direita da Eq. (2.55), neste caso também a razão crítica entre altura e passo será suprimida da equação, podendo ser igualada a 1. Finalmente o fator  $F$  de correção é um produto com as perdas de perfil, de estabelecendo uma relação entre as perdas secundárias, este pode ser avaliado pelo Figura B4 (TRAUPEL, 2001).

$$\zeta_a = \frac{c_f}{\sin \theta} \left(1 - \frac{H}{D_m}\right) \frac{\delta}{H} \quad (2.53)$$

$$\left(\frac{H}{t}\right)_k = B \sqrt{\zeta_p} \quad (2.54)$$

$$\zeta_{sec} = \frac{\zeta_p}{\zeta_{pb}} \cdot \frac{F}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} + \zeta_a + G \left( \frac{c}{H} - \frac{\frac{c}{t}}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} \right) \quad (2.55)$$

## 2.5 Expansão de hidrogênio em turbinas a gás

De acordo com Langston (2019) tentativas de combustão de hidrogênio e sua respectiva expansão em uma turbina a gás datam desde o final da década de 30, com a turbina He S1 de apenas 30 cm de diâmetro e 1,1 kN de empuxo, exemplo mostrado na Figura 2.7. Um experimento na Alemanha datando do mesmo período atingiu operação com combustível puramente composto de gás hidrogênio, também um projeto da década de 50 nos Estados Unidos mostrou que o perfil de temperatura na entrada da turbina era uniforme, superando as características de combustíveis de hidrocarbonetos e por razões de demandas de cada época, teve seu crescimento de interesse exponencial apenas recentemente, fortemente atrelado ao cuidado ambiental. O autor nomeia o combustível como melhor entre todos devido ao seu alto valor de calor específico comparado com todos demais aplicáveis nessa tecnologia.

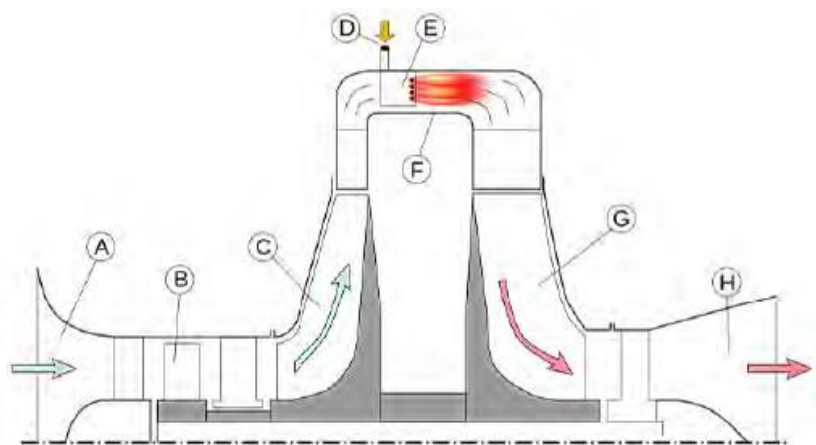
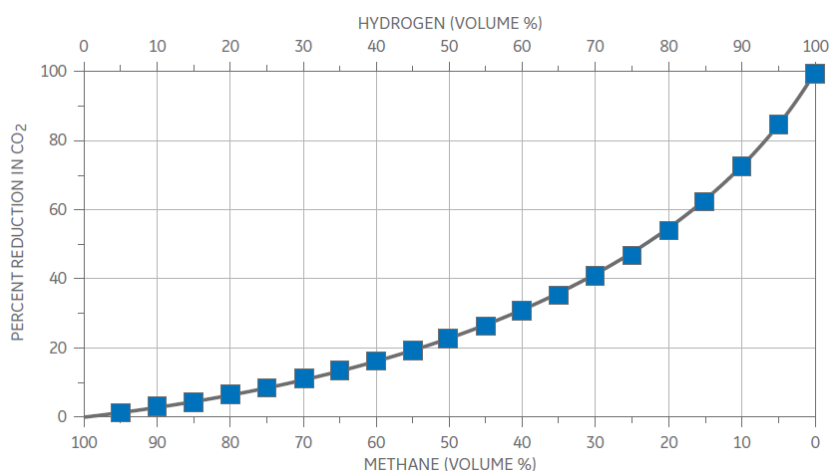


Figura 2.7 – Turbina a gás He S1 de 1937

(Fonte: LANGSTON, 2019)

Segundo Goldmeier (2019) o uso do hidrogênio em termos do impacto de redução de emissões é de tal forma que em uma comparação com o a combustão de gás metano, a adição gradual de gás hidrogênio no combustível conduz a redução de emissões de CO<sub>2</sub>, essa proporção quando torna-se uma queima exclusiva de hidrogênio reduz a 99% a emissão de CO<sub>2</sub>, como já salientado neste trabalho, tendo como sua principal fronteira de expansão e desenvolvimento sua cadeia de suprimentos, sistemas de controle e, principalmente, questões relacionadas à câmara de combustão. Com diversas unidades em operação parcial o maior desafio a ser encarado para o desenvolvido para a turbina é lidar com a menor densidade volumétrica de energia do H<sub>2</sub> comparado com os demais combustíveis utilizados em plantas de turbinas a gás, conforme mostrado na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Redução de CO<sub>2</sub> de acordo com a concentração de H<sub>2</sub> no combustível.

(Fonte: GOLDMEER, 2019)



Bexten et al. (2021), em face dos desafios já apresentados quanto à redução de emissões de gases poluentes, empenharam esforços no sentido de avaliar o funcionamento completo de um ciclo Brayton fechado, observando as possíveis alterações nos seus componentes de acordo com a mudança de combustível do gás natural para gás hidrogênio com base em dados de fabricante e modelagem. Pode-se observar alterações na queda entálpica por estágio e na eficiência térmica, o que pode ser explicado pelo calor específico significativamente maior para o gás hidrogênio, cerca de 2,6% maior para gases de exaustão deste combustível. Que acarretou um acréscimo de 2,4% da eficiência térmica, este que não foi observado após aplicação de modelo de ciclo fechado, com redução de 0,18% da eficiência térmica. Ainda mantendo ressalvas de maiores impactos quanto o projeto da câmara de combustão e sistemas auxiliares de segurança e avaliando também que maiores temperaturas e maior coeficiente de transferência de calor levam a um maior estresse termomecânico nas pás da turbina.

De acordo com Bohan et al. (2020), a disponibilização da tecnologia de turbinas a gás adaptadas para a queima hidrogênio visando redução de emissões de CO<sub>2</sub> contando a estabilidade da rede de transmissão elétrica tem sido alavancada por membros da Associação Europeia de Fabricantes de Turbinas a Gás e a Vapor, que se comprometeram a desenvolver turbinas que utilizem hidrogênio como seu combustível até 2030.

Segundo Chiesa, Lozza e Mazzocchi (2005) devido às propriedades do combustível, quando comparada ao consumo de gás natural para uma máquina de mesmo modelo, a combustão com hidrogênio leva a composição de gases de exaustão, tal que tanto sua massa molar apresentada quanto seu calor específico sofrem variações, o que acarreta em uma consequente mudança da queda de entalpia por estágio e uma redução em sua vazão mássica, conduzindo a uma potência maior disponível no eixo da máquina, por redução do trabalho do compressor e maior calor específico. Os autores ainda contam com ressalvas quanto ao uso de uma turbina a gás que seria especialmente projetada para o uso de hidrogênio combustível, com uma potência ainda maior que o caso anterior, comparando quando teria seu melhor uso.

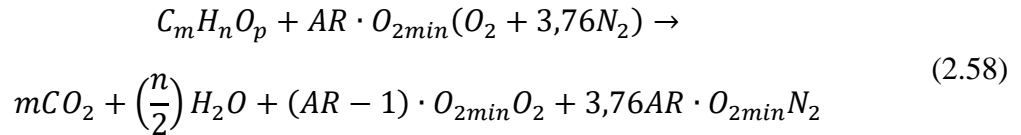
Apresentada positivamente, a compatibilidade termofluidodinâmica das turbinas utilizadas em plantas atuais com o uso do combustível hidrogênio conduz à verificação matemática da expectativa já existente com um pré-projeto para sua validação e crítica devidas.

O poder calorífico inferior é dado como o conteúdo energético de um fluido liberado pela combustão quando entre seus produtos há água em estado gasoso, tal qual a Eq. (2.56) e em complemento com a Eq. (2.57) é possível relacionar a energia de combustível com a própria vazão a ser aplicada num dado processo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (2.56)$$

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.57)$$

Através deste é possível balizar a quantidade de ar em excesso  $AR$  em uma reação de combustão que tem seu formato geral indicado pela Eq. (2.58), contando o efeito do ar em excesso e visto que a massa de ar se relaciona diretamente com a Eq. (2.59).



$$\dot{m}_{ar} = AR \cdot O_{2min} \left( 32 + 28 \cdot \frac{0,79}{0,21} \right) \quad (2.59)$$

Tem-se, retornando-se à Eq. (2.58), como resultado a quantidade molar das espécies envolvidas e tendo a razão da espécie, por exemplo do produto, de cada uma das partes pelo todo, tem-se a concentração dos componentes, pela Eq. (2.60).

$$x_{componente} = \frac{MOL_{componente}}{MOL_{produtos}} \quad (2.60)$$

Também segundo Çengel e Boles (2013) as propriedades de um gás ideal podem ser entendidas como a contribuição de cada um de seus componentes em uma soma ponderada de produtos. A constante dos gases ideais é a razão entre a constante universal e a massa molar do gás avaliado, assim as Eq. de (2.61) e (2.62) expressam  $R$  para qualquer gás considerado ideal.

$$R_{componente} = \frac{R_u}{MM_{componente}} \quad (2.61)$$

$$R_{produto} = \sum x_{componente} \cdot R_{componente} \quad (2.62)$$

Ainda para o calor específico que tem sua indicada pela Eq. (2.63), pode ser também avaliado como produto ponderado apresentado na Eq. (2.64) (CENGEL e BOLES, 2013).

$$\bar{c}_{p_{componente}} = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (2.63)$$

$$\bar{c}_{p_{produto}} = \sum x_{componente} \cdot \bar{c}_{p_{componente}} \quad (2.64)$$

Finalmente pelas relações entre calores específicos e constante do gás, apresentadas por Çengel e Boles (2013), pode-se derivar a Eq. (2.65).

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (2.65)$$

## CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA

### 3.1 Trabalho proposto

Com o interesse dos mais diversos fabricantes de soluções energéticas dentre estas desponta a SIEMENS ENERGY AG, escolhida por esse trabalho como ponto de partida para o desenvolvimento de um estágio de turbina a gás alimentada por hidrogênio.

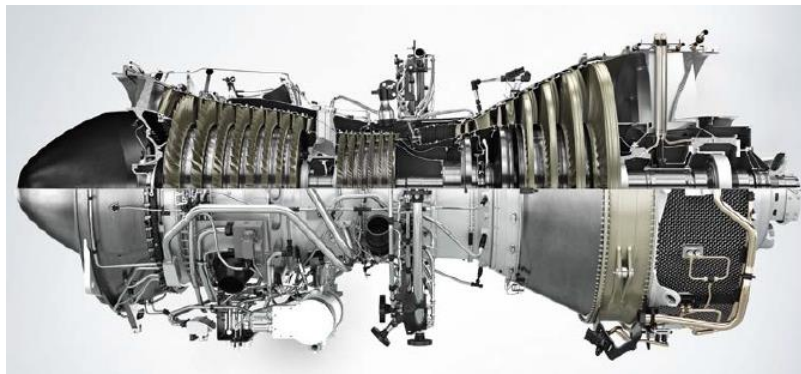


Figura 3.1 – Turbina a gás Siemens SGT-A45.

(Fonte: SIEMENS ENERGY AG, 2021)

A turbina aeroderivativa SGT-A45, como apresentada na Figura 3.1, foi selecionada, apenas como base para os parâmetros de entrada de uma rotina de cálculos que compreenderá a geração de dados geométricos básicos de um estágio de turbina a gás, avaliando a validade do uso de tal combustível que tem como produto de combustão água, portanto sendo completamente sustentável em suas emissões, tudo isso balizado por dados de potência e eficiência da máquina padrão da SIEMENS ENERGY AG e assim tomar-se-á como base para o dimensionamento preliminar os equacionamentos propostos segundo a forma apresentada por Saravanamuttoo et al. (2017) acrescidos das formulações termodinâmicas segundo Çengel e Boles (2013) e de forma comparativa o método de perdas apresentado por Traupel (2001).

### 3.2 Projeto conceitual

O desenvolvimento do pré-projeto aproveita-se das ferramentas fluidodinâmicas e termodinâmicas já exauridas em suas correlações e importância para o desenvolvimento de uma turbina a gás. A presente metodologia, com base nestes pontos, exercita considerações e manipulações algébricas de forma a estruturar um caminho coerente para obtenção do resultado esperado.

A primeira consideração assumida é a distribuição isonômica de queda de pressão ao longo dos estágios da turbina de expansão, expressado pela Eq. (3.1), onde a exponenciação da pressão de estagnação a montante da turbina de expansão e o inverso do número de estágios  $z$ , ambos dados de entrada, resultam na razão de pressão  $RP$ .

$$RP = P_{01}^{\frac{1}{z}} \quad (3.1)$$

Após isso pode-se alcançar, com a pressão a montante da turbina de expansão,  $p_{01}$  e sua respectiva razão de pressão, a pressão de estagnação ao fim do estágio, conforme Eq. (3.2).

$$P_{03} = \frac{P_{01}}{RP} \quad (3.2)$$

A temperatura na entrada da turbina é definida pela Eq. (3.3) em função dos dados de entrada utilizados na expressão e 0,6 é um valor estimado para o consumo de potência pelo compressor.

$$T_{01} = \frac{Pot_{ele}}{\eta_{mec} \cdot \eta_{ele} \cdot 0,6 \cdot \dot{m} \cdot c_p} + T_{sai} \quad (3.3)$$

Consequentemente através do conhecimento da temperatura na entrada e saída da turbina e considerando a distribuição uniforme de queda de temperatura de estagnação, que quer dizer também queda de entalpia de estagnação, tem-se as Eq. (3.4) e (3.5).

$$\Delta T_{0s} = \frac{T_{01} - T_{sai}}{6} \quad (3.4)$$

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T_{0s} \quad (3.5)$$

Para se definir as relações de combustão é necessário primeiramente o calor adicionado no sistema  $\dot{Q}$  através da Eq. (3.6) e a massa de combustível é obtida com a Eq. (3.7), sendo que o  $PCI$  é obtido na Tabela C1 para o respectivo combustível.

$$\dot{Q} = \frac{Pot_{ele}}{\eta_{siemens}} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{Q}}{PCI} \quad (3.7)$$

Como a massa total do sistema é o somatório da massa de combustível e de ar que escoam por ele, como mostra a Eq. (3.8) de conservação de massa, pode-se encontrar  $AR$ , ar em excesso, proporção que será utilizado nos demais passos estequiométricos, definida pela Eq. (3.9), onde  $O_{2min}$  é definido conforme Eq. (3.10) apenas para facilitar os passos de cálculo e  $m$ ,  $n$  e  $p$  partem da formulação de um combustível qualquer tal que é uma substância do tipo  $C_mH_nO_p$ .

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m} - \dot{m}_{comb} \quad (3.8)$$

$$AR = \frac{\dot{m}_{ar}}{O_{2min} \left( 32 + 28 \left( \frac{0,79}{0,21} \right) \right)} \quad (3.9)$$

$$O_{2min} = m + \frac{n}{4} - \frac{p}{2} \quad (3.10)$$

Com base nisto pode-se definir o número de mols dos gases de exaustão, ou produto de combustão, conforme (3.11) e consequentemente pela proporção de cada componente as suas respectivas concentrações molares definidas pelas Eq. de (3.12) a (3.14).

$$MOL_{produto} = \frac{n}{2} + (AR - 1) \cdot O_{2min} + 3,76(AR - 1) \cdot O_{2min} \quad (3.11)$$

$$x_{H_2O} = \frac{\frac{n}{2}}{MOL_{produto}} \quad (3.12)$$

$$x_{O_2} = \frac{(AR - 1) \cdot O_{2min}}{MOL_{produto}} \quad (3.13)$$

$$x_{N_2} = \frac{3,76(AR - 1) \cdot O_{2min}}{MOL_{produto}} \quad (3.14)$$

Com as concentrações apresentadas pode-se definir as propriedades gerais da mistura, produto de combustão, como somas ponderadas de produtos entre a concentração e respectiva propriedade. Para a massa molar tem-se dados de massa molar de cada substância obtidas na Tabela C2 e aplicados na Eq. (3.15). Para o cálculo do calor específico tem-se a Eq. (3.16) e para cada substância a Eq. (3.17) com constantes  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  obtidas na Tabela C3.

$$MM_{produto} = \sum_{i=H_2O, O_2, N_2} x_i \cdot MM_i \quad (3.15)$$

$$\bar{c}_{p,produto} = \sum_{i=H_2O, O_2, N_2} x_i \cdot c_{p,i} \quad (3.16)$$

$$\bar{c}_p = a + bT_{01} + cT_{01}^2 + dT_{01}^3 \quad (3.17)$$

Finalmente convertendo o calor específico para base mássica tem-se a Eq. (3.18), enquanto para a constante dos gases para a mistura tem-se a Eq. (3.19), onde  $R_u$  é igual a 8,3144, enquanto a razão de calores específicos é manipulada na forma da Eq. (3.20).

$$c_p = \frac{\bar{c}_p}{MM_{produto}} \quad (3.18)$$

$$R = \frac{R_u}{MM_{produto}} \quad (3.19)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (3.20)$$

A velocidade tangencial  $U$  é definida por dois parâmetros de entrada raio médio e rotação da máquina, em rpm, conforme a Eq. (3.21). Recomenda-se que seu valor não ultrapasse 460 m/s por questões de esforços mecânicos no rotor da máquina (SARAVANAMUTTOO et al., 2017).

$$U = \frac{2\pi \cdot r_m \cdot N}{60} \quad (3.21)$$

Tendo em mãos a velocidade tangencial do rotor é possível, com a queda entálpica por estágio, aqui posta em forma de temperatura, definir o adimensional coeficiente de carregamento de estágio, conforme Eq. (3.22). Outro adimensional a ser observado, a velocidade específica da máquina é uma relação entre o carregamento do estágio e o coeficiente de vazão, dado de entrada.

$$\psi = \frac{2c_p \cdot \Delta T_{0s}}{U^2} \quad (3.22)$$

$$N_s = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\psi}{2}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad (3.23)$$

Com as relações de ângulos derivadas da quantidade de movimento angular para turbomáquinas e auxiliada pela formulação dos adimensionais aqui utilizados é possível com as Eq. (3.24), (3.26) e (3.27), sendo que também o grau de reação pode se valer destas relações, como mostra a Eq. (3.25). É importante mencionar que estes ângulos são tomados tangencialmente ao eixo de rotação da máquina axial.

$$\beta_3 = \tan^{-1} \left( \tan \alpha_3 + \frac{1}{\phi} \right) \quad (3.24)$$

$$\Lambda = \Phi \cdot \tan \beta_3 - \frac{\psi}{4} \quad (3.25)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{1}{2\Phi} \left( \frac{\psi}{2} - 2\Lambda \right) \right) \quad (3.26)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \tan \beta_2 + \frac{1}{\Phi} \right) \quad (3.27)$$

Por relação direta entre a velocidade tangencial e pela definição do coeficiente de vazão obtém-se a velocidade axial absoluta do escoamento  $C_{a2}$ , pela Eq. (3.28).

$$C_{a2} = U \cdot \Phi \quad (3.28)$$

Partindo da consideração que a velocidade absoluta do escoamento à entrada do estator  $C_1$  e à saída do rotor  $C_3$  são iguais e que não a pré-rotação à entrada do estágio,  $\alpha_1$  igual a zero, a Eq. (3.29) é válida e obtém a velocidade absoluta no sentido axial à entrada do estator.

$$C_{a1} = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_3} \quad (3.29)$$

As Eq. (3.30) a (3.33) trazem uma sequência de obtenção da velocidade absoluta na entrada e as demais propriedades termodinâmicas no mesmo ponto necessárias para a determinação da área da seção de escoamento: temperatura, pressão, massa específica. Enquanto a Eq. (3.34) defini a área de escoamento naquele ponto. Passos de cálculo similares são adotados para o ponto de entrada do rotor, Eq. (3.35) a (3.39), e para o ponto de saída do rotor, Eq. (3.43) a (3.47), com as ressalvas de que na Eq. (3.36) há uma pequena correção para a contabilização das perdas no estator, na relação isentrópica, e que antes de iniciar o cálculo para a saída do rotor é necessário o recálculo do calor específico, conforme Eq. (3.40) a (3.42), para acrescer a precisão de cálculo da turbomáquina.

$$C_1 = \frac{C_{a1}}{\cos \alpha_1} \quad (3.30)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2c_p} \quad (3.31)$$

$$p_1 = p_{01} \left( \frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.32)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \quad (3.33)$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot C_{a1}} \quad (3.34)$$

$$C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_2} \quad (3.35)$$

$$T_2 = T_{01} - (1 - \lambda_E) \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (3.36)$$

$$p_2 = p_{01} \left( \frac{T_2}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.37)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (3.38)$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{a2}} \quad (3.39)$$

Eq. (3.40) a (3.42), recálculo do calor específico para saída do rotor e definição da área do rotor, Eq. (3.43) a (3.47).

$$\bar{c}_p = a + bT_{03} + cT_{03}^2 + dT_{03}^3 \quad (3.40)$$

$$c_p = \frac{\bar{c}_p}{MM_{produto}} \quad (3.41)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (3.42)$$

$$C_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \alpha_3} \quad (3.43)$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2c_p} \quad (3.44)$$

$$p_3 = p_{03} \left( \frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.45)$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R \cdot T_3} \quad (3.46)$$

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 \cdot C_{a3}} \quad (3.47)$$

Com os dados calculados de velocidade tangencial e área de escoamento, bem como os dados de entrada, raio médio e rotação, pode-se definir a altura da pá, bem como seu raio a partir do eixo de rotação do topo a raiz, e sua proporção, para o ponto de entrada do estator pela Eq. (3.48) a (3.51).

$$H_1 = \frac{A_1 \cdot N}{60U} \quad (3.48)$$



$$r_{t1} = r_m + \frac{H_1}{2} \quad (3.49)$$

$$r_{r1} = r_m - \frac{H_1}{2} \quad (3.50)$$

$$(r_t/r_r)_1 = \frac{r_{t1}}{r_{r1}} \quad (3.51)$$

Similarmente para a saída do estator/entrada do rotor tem-se as Eq. (3.52) a (3.55) e para a saída do rotor tem-se as Eq. de (3.56) a (3.59).

$$H_2 = \frac{A_2 \cdot N}{60U} \quad (3.52)$$

$$r_{t2} = r_m + \frac{H_2}{2} \quad (3.53)$$

$$r_{r2} = r_m - \frac{H_2}{2} \quad (3.54)$$

$$(r_t/r_r)_2 = \frac{r_{t2}}{r_{r2}} \quad (3.55)$$

$$H_3 = \frac{A_3 \cdot N}{60U} \quad (3.56)$$

$$r_{t3} = r_m + \frac{H_3}{2} \quad (3.57)$$

$$r_{r3} = r_m - \frac{H_3}{2} \quad (3.58)$$

$$(r_t/r_r)_3 = \frac{r_{t3}}{r_{r3}} \quad (3.59)$$

A largura dá pá é definida por uma proporção, definida como dado de inserção e as alturas, conforme Eq. (3.60) e (3.61), respectivamente para estator e rotor.

$$l_E = \frac{H_1 + H_2}{2 \cdot rz_{hl}} \quad (3.60)$$

$$l_R = \frac{H_2 + H_3}{2 \cdot rz_{hl}} \quad (3.61)$$

Idem à etapa anterior, o passo de cada grade é uma proporção pré-estabelecida de cada uma das respectivas larguras de pá, como mostram as Eq. (3.62) e (3.63).

$$t_E = \frac{l_E}{0,97} \quad (3.62)$$

$$t_R = \frac{l_R}{0,95} \quad (3.63)$$

E como último critério geométrico da turbina a gás no presente projeto preliminar, o cálculo do número de pás é uma relação entre o raio médio, a altura radial onde as propriedades do escoamento foram calculadas, e o passo para cada roda como na Eq. (3.64) e (3.65).

$$N_{páE} = \frac{2\pi r_m}{t_E} \quad (3.64)$$

$$N_{páR} = \frac{2\pi r_m}{t_R} \quad (3.65)$$

Ainda é interessante observar as perdas no rotor da turbina de expansão que pode ser avaliado a partir do ponto de estagnação à entrada do rotor por uma relação isentrópica corrigida por um fator de perdas, como calculado na Eq. (3.68), anterior a este passo, porém, é necessário obter a temperatura de mesma entropia que a condição de estagnação anterior,  $T_{02}$ , e mesma linha de pressão da saída,  $p_3$ , conforme Eq. (3.66), também a velocidade relativa necessita de uma definição, conforme a Eq. (3.67) o faz pelas relações de triângulo de velocidades.

$$T_3'' = \frac{T_2}{\left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.66)$$

$$V_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \beta_3} \quad (3.67)$$

$$\lambda_R = \frac{T_{03} - T_3''}{\frac{V_3^2}{2C_p}} \quad (3.68)$$

Para a avaliação qualitativa de escoamentos convém o conhecimento de mais adimensionais como o número de Mach e o número de Reynolds, apresentados nas Eq. (3.69) a (3.72).

$$Ma_E = \frac{C_2}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_2}} \quad (3.69)$$

$$Ma_R = \frac{C_3}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_3}} \quad (3.70)$$

$$Re_E = \frac{\rho_2 \cdot C_2 \cdot l_E}{\mu} \quad (3.71)$$

$$Re_R = \frac{\rho_3 \cdot C_3 \cdot l_R}{\mu} \quad (3.72)$$

Concluindo o desenvolvimento em termos do que é proposto por Saravanamuttoo et al. (2017) e Çengel e Boles (2013), manipulando-se os termos de forma mais conveniente tem-se que a potência térmica é apresentada pela Eq. (3.73) e posteriormente avaliada a potência entregue ao escoamento pela Eq. (3.74), ou interna, pois despreza as perdas mecânicas de mancais e transmissões. Finalmente a potência total líquida da máquina, incluindo eficiência elétrica, eficiência mecânica e o consumo do compressor conforme inserido como entrada, relação expressa pela Eq. (3.75).

$$Pot_{term} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_3) \quad (3.73)$$

$$Pot_{int} = \dot{m} \cdot (C_2 \cdot \sin \alpha_2 - C_3 \cdot \sin \alpha_3) \cdot \frac{2\pi N \cdot r_m}{60} \quad (3.74)$$

$$Pot_{total} = 6 \cdot Pot_{int} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{mec} \cdot 0,6 \quad (3.75)$$

Bem como a eficiência do estágio, inclusive disponível para comparação com o cálculo de perdas detalhado, é avaliada pela Eq. (3.76).

$$\eta = \frac{Pot_{int}}{Pot_{term}} \quad (3.76)$$

Como incremento às análises unidimensionais adotou-se um modelo de perdas empírico, para tanto uma série de desenvolvimentos serão empregados.

Segundo o método de Traupel (2001), as perdas podem ser divididas primeiramente entre internas e externas, a presente metodologia abordará apenas as primeiras.

Estas ainda podem ser definidas como de perfil e secundárias, e estas por sua vez, como as perdas por ventilação negligenciadas para uma razão altura e diâmetro médio menor que 0,1, caso contrário deve recorrer à Figura B1 para obter o valor de  $\zeta_{vent}$ . A próxima variável a ser abordada é o fator de correção por número de Mach  $\chi_M$ , que tem seu valor encontrado pelo gráfico à direita superior da Figura B2, sendo a curva 2 para estatores e 3 para rotores axiais, ambos em regimes subsônicos. Outro fator a ser avaliado a correção para número de Reynolds, que lança mão da Figura B3 na curva a para ser encontrado, mas é necessário primeiramente calcular o número de Reynolds apresentado pela Eq. (3.77), onde a corda do perfil,  $c_E$  e  $c_R$  aqui é considerada igual à largura da pá,  $l_E$  e  $l_R$ . Já a perda básica de perfil  $\zeta_{pb}$  são abordagens dos ângulos de escoamento e das pás conforme Figura B2 no gráfico inferior esquerdo, vale ressaltar que os ângulos devem ser somados com 90° antes de utilizá-los entre estes métodos, pois a referência por Traupel (2001) é normal ao eixo de rotação.

$$Re_E = \frac{\rho_2 \cdot C_2 \cdot c_E}{\mu} \quad (3.77)$$

A projeção da espessura é calculada pela Eq. (3.78) e em complemento com a Eq. (3.79) e a Figura B2 no gráfico superior à esquerda a encontrar a perda no bordo de fuga  $\zeta_{bf}$ . Já a Eq. (3.80) define a perda de choque  $\zeta_c$ .

$$\Delta a = \frac{e_E}{t_E \cdot \sin \alpha_2} \quad (3.78)$$

$$\frac{\Delta a}{\chi_M \cdot \chi_R \cdot \zeta_{pb}} \quad (3.79)$$

$$\zeta_c = \left( \frac{\Delta a}{1 - \Delta a} \right)^2 \cdot \sin^2 \alpha_2 \quad (3.80)$$

Assim a Eq. (3.81) dispõe todas as parcelas para o cálculo da perda do perfil.

$$\zeta_p = \chi_M \cdot \chi_R \cdot \zeta_{pb} + \zeta_{bf} + \zeta_c \quad (3.81)$$

Para as perdas secundárias é importante, partindo da Eq. (3.87), a grandeza  $c_f$  é calculada a partir da razão exposta na Eq. (3.82) e na Figura B3 nas curvas de  $c_f$ , quanto ao fator  $F$ , também pelas relações expostas nas Eq. (3.83) e (3.84) junto à Figura B4, tem-se algumas peculiaridades que devem ser notadas, para o caso de um valor de razão altura-passo menor que a altura-passo crítico, com base na Eq. (3.86),  $B$  deverá ser 7 para estatores e 10 para rotores. A formulação de perdas secundária, Eq. (3.87) permanece intacta caso a altura-passo seja menor que a crítica caso seja maior  $G$  pode ser tomado como zero, visto que não haverá necessidade de cálculo dessa parcela crítica, caso contrário  $G$  deverá ser 0,02 para estatores e 0,035 para rotores. Bem como para os casos que a razão altura-passo é maior que a crítica, deve-se negligenciar o termo crítico na Eq. (3.87) igualando-o a 1.

$$\frac{K_s}{c_E} \quad (3.82)$$

$$\Delta \theta = 180^\circ - \alpha_1 + \alpha_2 \quad (3.83)$$

$$\frac{C_1}{C_2} \quad (3.84)$$

$$\zeta_a = \frac{c_f}{\sin \alpha_2} \left( 1 - \frac{H_E}{D_m} \right) \frac{\delta_E}{H_E} \quad (3.85)$$

$$\left( \frac{H}{t} \right)_k = B \sqrt{\zeta_p} \quad (3.86)$$

$$\zeta_{sec} = \frac{\zeta_p}{\zeta_{po}} \cdot \frac{F}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} + \zeta_a + G \left( \frac{c_E}{H_E} - \frac{\frac{c_E}{t_E}}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} \right) \quad (3.87)$$

Com ambas as perdas de perfil e as secundárias, são colapsadas em um termo de perdas internas, como a Eq. (3.88).

$$\zeta_{intE} = \zeta_p + \zeta_{sec} \quad (3.88)$$

Com base nos cálculos anteriores para estator, os mesmos passos podem ser adotados para um rotor conforme as Eq. (3.89) a (3.100).

$$R_{eR} = \frac{\rho_3 \cdot V_3 \cdot c_R}{\mu} \quad (3.89)$$

$$\Delta a = \frac{e_R}{t_R \cdot \sin \beta_3} \quad (3.90)$$

$$\frac{\Delta a}{\chi_M \cdot \chi_R \cdot \zeta_{pb}} \quad (3.91)$$

$$\zeta_c = \left( \frac{\Delta a}{1 - \Delta a} \right)^2 \cdot \sin^2 \beta_3 \quad (3.92)$$

$$\zeta_p = \chi_M \cdot \chi_R \cdot \zeta_{pb} + \zeta_{bf} + \zeta_c \quad (3.93)$$

$$\frac{K_s}{c_R} \quad (3.94)$$

$$\Delta \theta = 180^\circ - \beta_2 + \beta_3 \quad (3.95)$$

$$\frac{V_2}{V_3} \quad (3.96)$$

$$\zeta_a = \frac{c_f}{\sin \beta_3} \left( 1 - \frac{H_R}{D_m} \right) \frac{\delta_R}{H_R} \quad (3.97)$$

$$\left( \frac{H}{t} \right)_k = B \sqrt{\zeta_p} \quad (3.98)$$

$$\zeta_{sec} = \frac{\zeta_p}{\zeta_{pb}} \cdot \frac{F}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} + \zeta_a + G \left( \frac{c_R}{H_R} - \frac{\frac{c_R}{t_R}}{\left(\frac{H}{t}\right)_k} \right) \quad (3.99)$$

$$\zeta_{intR} = \zeta_p + \zeta_{sec} \quad (3.100)$$

Assim as perdas de inteiramente um estágio são dadas pela Eq. (3.101).

$$\eta_{traupel} = 1 - \zeta_{intE} - \zeta_{intR} \quad (3.101)$$

### 3.3 Estudo de caso

Tomado o catálogo SIEMENS ENERGY AG (ADAPTADO) (2021) tem-se a turbina a gás aeroderivativa de 6 estágios modelo SGT-A45, com suas especificações técnicas apresentadas na Figura A1. Com base nestes dados será projetada uma turbina de hidrogênio em um estágio, com proporções a expansão da turbina SGT-A45 de apenas um estágio.

Tabela 3.1 – Dados de entrada, catalogo SIEMENS ENERGY AG.

<b>Dados Siemens SGT-A45</b>	
$P_{01}$	2,58 [MPa]
$T_{sai}$	771,15 [K]
$N$	9000 [rpm]
$Pot_{ele}$	39,6 [MW]
$\dot{m}$	116
$\eta$	0,395
$z$	6

Para o início do pré-projeto os dados citados na Tabela 3., não são suficientes, assim complementa-se os dados de entrada com valores razoáveis para o projeto dispostos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Dados de entrada do autor para o pré-projeto.

$\eta_{ele}$	0,99	$\phi$	1,1
$\eta_{mec}$	0,98	$\alpha_1$	0°
$\lambda_E$	0,05	$\alpha_3$	3,5°
$C_p$	1382 [J/kg·K]	$K_s$	4x10 <sup>-6</sup>
$r_m$	0,305 [m]	$\mu$	5x10 <sup>-5</sup> [Pa·s]
$rZh/l$	2	$e$	0,0008 [m]

$r_m$ , (vide Fig. 2.6) ,  $K_s$ , rugosidade da sup. da pá,  $rZh/l$  relação altura/largura da pá,  $\lambda_E$  coeficiente de perda isentrópica estator.

Toda a base apresentada aqui é fundida em uma lógica de programação que visa acoplar as formulações termo-aerodinâmicas já apresentadas para o projeto unidimensional de um turbina de hidrogênio. Este processo é mostrado em sua sequência lógica resumida no

fluxograma apresentado na Figura 3.2, respaldado com a listagem do programa em Python®, incluído todas as rotinas e sub-rotinas, apresentadas no Apêndice A. O código computacional foi desenvolvido em linguagem Python, por conta de sua facilidade de uso de bibliotecas técnicas disponíveis sem custo. Ao longo do processo foi necessário utilizar-se outros recursos de programação com objetivo de apresentar de forma gráfica a evolução da solução do problema, e assim obter uma interface de comunicação com o usuário de forma mais amigável. As Figuras 3.3 e 3.4 mostram um retrato da interface utilizada para programação em Python® e coleta visual de dados.

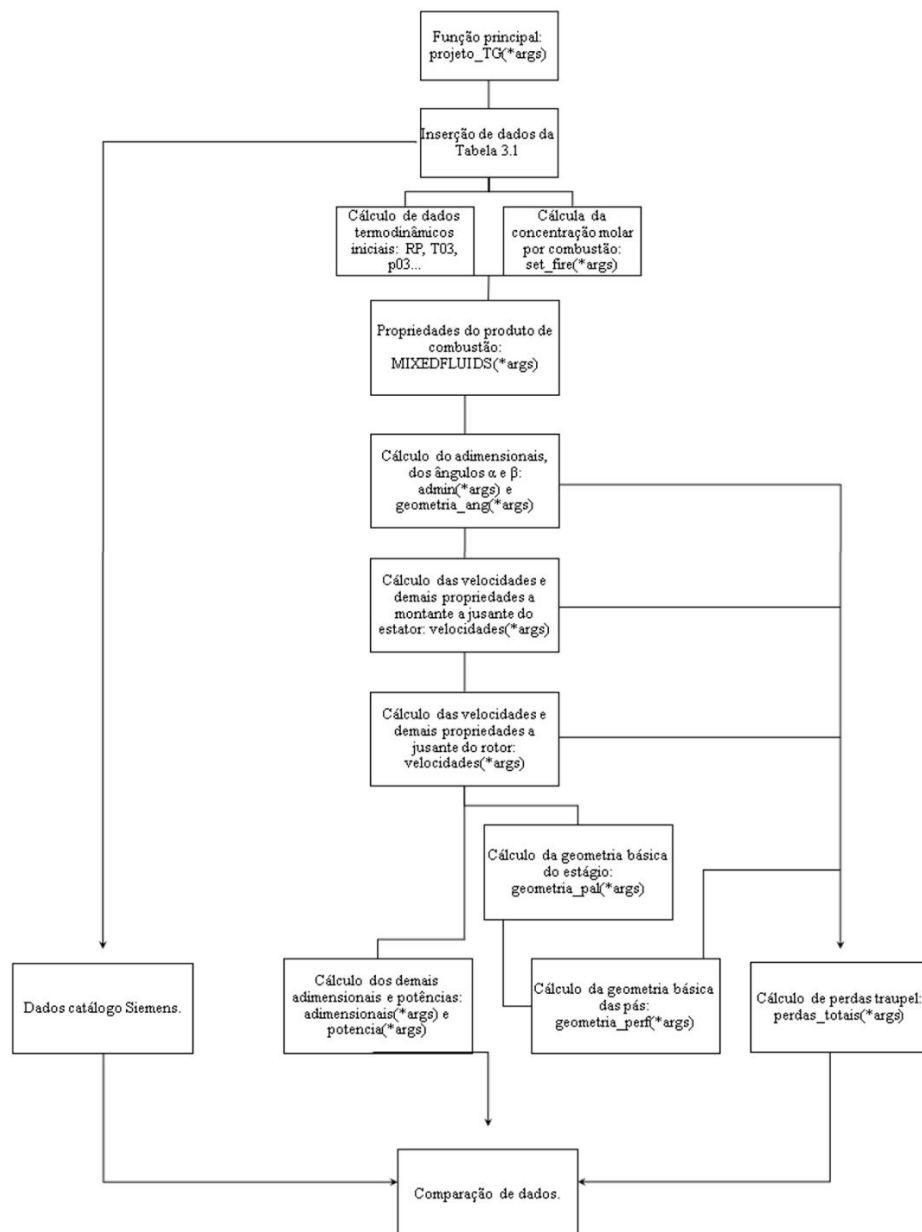


Figura 3.2 – Algoritmo do pré-projeto do estágio da turbina a gás.

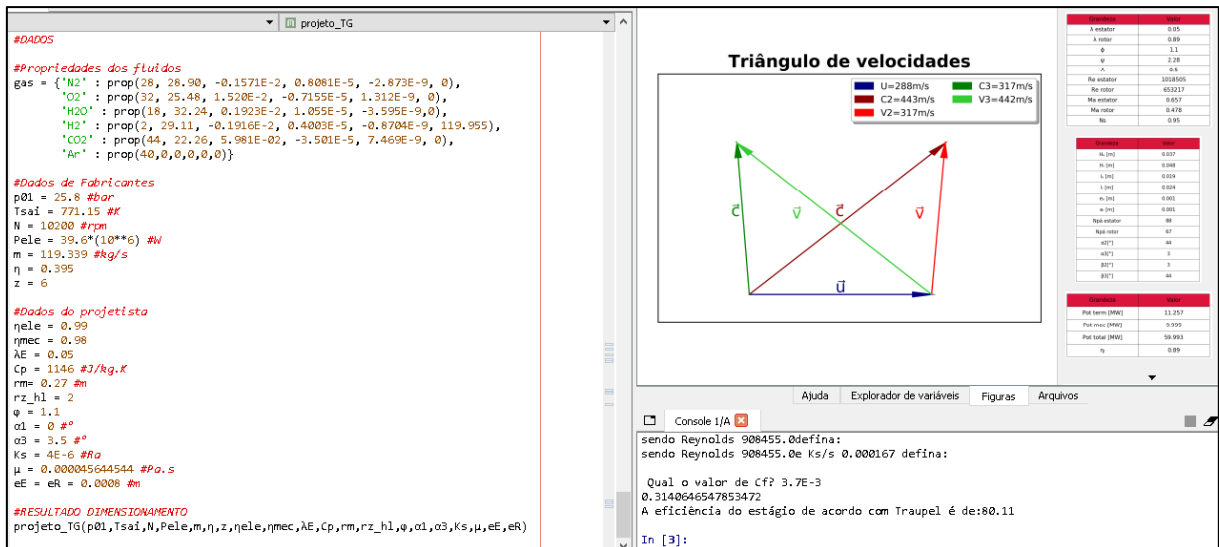


Figura 3.3 – Interface de programação em Python®.

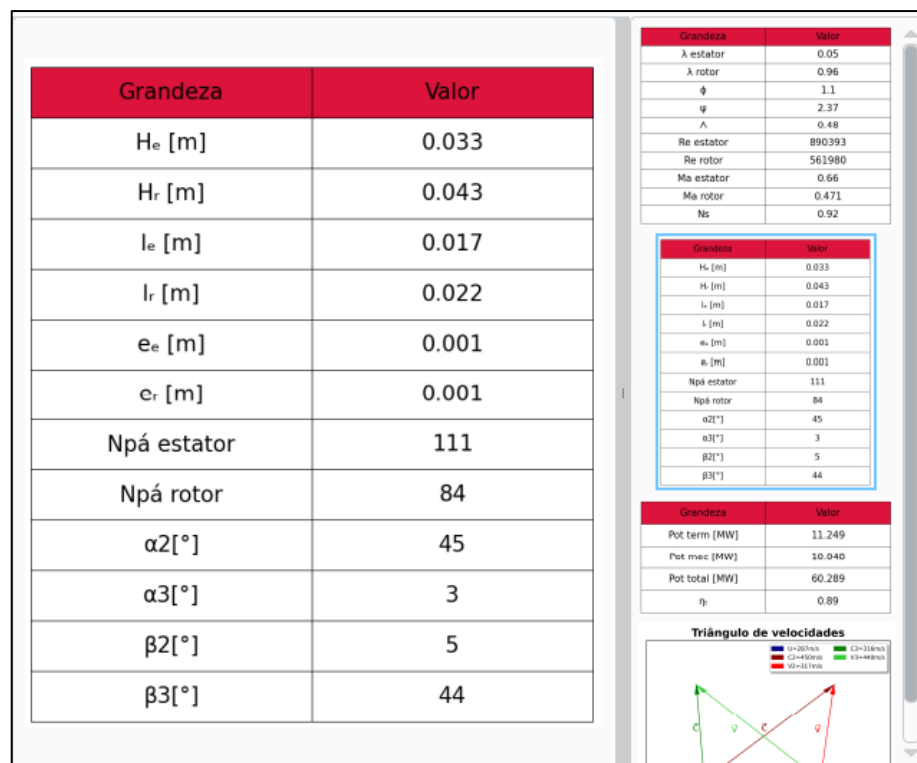


Figura 3.4 – Interface de dados visuais de saída do código.



## CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Resultados

Conforme o emprego do código desenvolvido neste trabalho (TURBOUNIFEI) e de acordo com os parâmetros de entrada, obteve-se resultados geométricos, diagramas de velocidades, potências e eficiências. Os principais dados geométricos do estágio estão apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Características geométricas do estágio.

Geometria do Estator		Geometria do Rotor	
$N_{páE}$	111	$N_{páR}$	84
$l_E$	0,017 [m]	$l_R$	0,022 [m]
$H_E$	0,033 [m]	$H_R$	0,043[m]
$e_E$	0,0008 [m]	$e_R$	0,0008 [m]
$\alpha_1$	0°	$\beta_2$	5°
$\alpha_2$	45°	$\beta_3$	44°

$e$ , espessuras dos bordo de fuga rotor e estator,  $H$  altura da pá (Figura 2,6),  
 $N_{pá}$  numero de pás.

Na Figura 4.1, gerada pelo código (TURBOUNIFEI), pode-se observar o triângulo de velocidades para o par estator-rotor dimensionado por esta sub-rotina de cálculos cinemáticos.

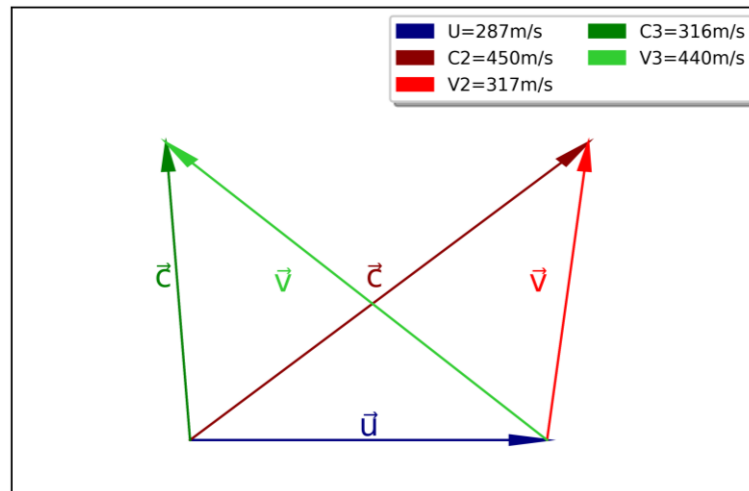


Figura 4.1 – Triângulo de velocidades do rotor (Vide Fig 2.5).

## 4.2 Análise

A razoabilidade dos dados encontrados acima pode-se dar de diversas formas, perante a metodologia aqui adotada os adimensionais são parâmetros a serem avaliados para garantir validade das demais grandezas, os dados são mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Adimensionais de controle.

Grandeza	Valor	Grandeza	Valor
$\lambda_E$	0,05	$Re_E$	890.393
$\lambda_R$	0,96	$Re_R$	561.980
$\phi$	1,1	$Ma_E$	0,660
$\Psi$	2,37	$Ma_R$	0,471
$A$	0,48	$N_s$	0,92

Com os valores dispostos na Tabela 4.2, é possível a verificação destes, perante as recomendações da literatura tradicional. Por exemplo, segundo Saravanamutto (2017) valores de 0,9 a 1 para o coeficiente de vazão  $\phi$  são consideráveis ótimos, logo o valor apresentado é tido como razoável dentre a sua faixa de proximidade. O coeficiente de carregamento  $\Psi$  tem valores recomendáveis entre 3 e 5 para turbinas aeronáuticas, assim, considerando o caso de geração de energia, o valor se mantém próximo faixa ótima. Também o valor do grau de reação

4, considerando a condição de projeto numa linha de corrente no raio médio é importante levar-se em conta que o grau de reação tende a ser reduzido na raiz da pá, dessa forma um valor próximo a 0,5 garante que não haja um grau reação negativo na raiz da pá.

Quanto ao numero de Reynolds no estator e rotor  $Re_E$  e  $Re_R$  pode-se observar que encontram-se adequados para as velocidades absolutas do estator e relativas no rotor. Em relação ao efeito de compressibilidade, os valores do numero de Mach de 0,660 e 0,471 são apresentados para o estator e rotor respectivamente.

Também o valor da velocidade específica  $N_s$  tem um valor de 0,92, o que mostra completa compatibilidade com a faixa de valores indicados para turbinas a gás entre 0,5 e 2,0, segundo Dixon e Hall (2010), conforme a Figura 4.2.

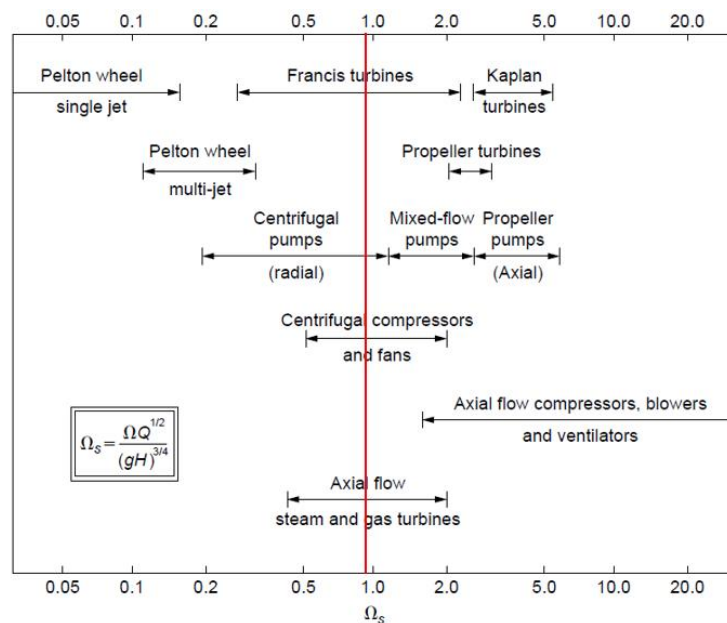


Figura 4.2 – Diagrama de faixas de turbomáquinas de acordo com  $N_s$ .

(Fonte: DIXON e HALL, 2010)

Ainda considerando os dados de desempenho da turbina, obteve-se valor de  $\eta_{Traupel}$  80% considerando o cálculo local das perdas. Por outro lado, a eficiência de acordo com a Eq. (3.76), resultou num valor de 89%, sendo esta equação a razão entre a potência termodinâmica e a potência segundo a quantidade de movimento angular, com valores corrigidos. Este valor aproxima-se da eficiência obtida pelo diagrama de Smith, de 88%, apresentado na Figura 4.3, que estima valores de eficiência de estágio de acordo com pares coeficiente de carregamento e coeficiente de vazão.

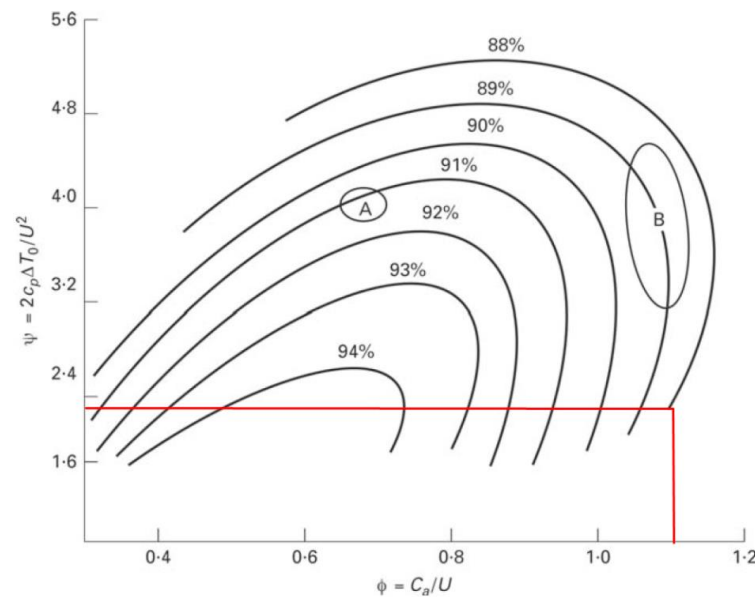


Figura 4.3 – Diagrama de Smith.

(Fonte: SARAVANAMUTTOO ET AL., 2017)

Finalmente, pode-se verificar que a potência interna de 10,048 MW é o resultado da expansão na turbina de hidrogênio em um estágio. Por outro lado, o valor da potência elétrica da turbina a gás Siemens SGT-A45, foi de 39,6 MW. Sendo assim é possível com base na Eq. (3.75) ou (4.1) prever a potência considerando 6 estágios e os valores estimados de eficiência elétrica e mecânica resultado nos valores apresentados na Tabela 4.3.

$$Pot_{ele\_cal} = 6 \cdot Pot_{int} \cdot \eta_{ele} \cdot \eta_{mec} \cdot 0,6 \quad (4.1)$$

Tabela 4.3 – Potências da turbina a gás.

<b>Pot<sub>term</sub></b> [MW]	<b>Pot<sub>int</sub></b> [MW]	<b>Pot<sub>ele_cal</sub></b> [MW]	<b>Pot<sub>ele</sub> SGT-A45</b> [MW]
11,249	10,048	35,09	39,6

Há, naturalmente, uma disparidade entre a potência apresentada pela turbina SGT-A45 e calculada pelo programa, primeiramente a ser observado as peculiaridades que envolvem um projeto industrial com esta ordem de complexidade, também as considerações feitas para rendimento mecânico e elétrico, bem como consumo da potência do gerador, finalmente é importante ressaltar que tais dados foram utilizados como entrada, então para nível de um projeto preliminar é esperado que um código funcional possa atingir a mesma ordem de potência, como ocorreu, não necessariamente o mesmo valor.

## CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Considerações finais

A presente monografia apresentou o entendimento de um projeto preliminar de uma turbina a gás, em suas peculiaridades de limitações e potenciais, particularmente quanto ao uso de hidrogênio como combustível. Pôde-se confirmar aquilo obtido na literatura quanto a funcionalidade do hidrogênio por esta tecnologia de geração através dos cálculos desenvolvidos, atingiu-se valores coerentes com as faixas de adimensionais de controle proposto por Saravanamuttoo et al. (2017) e Dixon e Hall (2010), também os valores de potência não distaram das ordens de grandezas praticadas em máquinas do tipo, se aproximando sua potência total estimada em 11% da potência elétrica da literatura de referência, SIEMENS ENERGY AG (2021), aqui utilizada apenas como ponto de partida, não como objetivo de cálculo, haja vista a diversidade de detalhes de no projeto de turbomáquina real. Posto isso, é reforçado que não há um cenário impeditivo para implementação da combustão de hidrogênio para uso em turbinas a gás, ao menos no que tange seus estágios de expansão.

O programa, porém, não deve ser tomado como suficiente para aplicação prática, devido à escassez de dados para uma implementação concreta, um desenvolvimento mais detalhado poderá suprir esta lacuna e aproximá-lo da realidade industrial, mais precisamente em seu aspecto aerodinâmico, ainda que o valor calculado de eficiência pela Eq. (3.76), 89%, quase se iguale aos 88% obtidos do gráfico da Figura 4.3 de Saravanamuttoo et al. (2017), endossando a fidelidade da metodologia de cálculo aplicada, utilizando-se de um método semiempírico mais detalhado, considerando fenômenos do escoamento tridimensional ao longo da pá e entre os estágios, essa diferença é acrescida entre o valor da Eq. (3.76) com a eficiência calculada pelo método semiempírico de Traupel (2001) que possuem uma diferença de nove pontos percentuais entre si, justamente por essa ser uma referência de cálculo mais detalhada que o supracitado diagrama de Smith.

Avalia-se, portanto, este programa aqui desenvolvido como uma ferramenta que apresenta resultados satisfatórios para uma visualização preliminar da viabilidade de uso do gás hidrogênio em uma turbina a gás, assegurados pelos adimensionais de referência e dados de saída razoáveis, levados em conta a partir dados parâmetros de entrada como colocados pelas

Tabelas 3.1 e 3.2, porém deve-se empenhar esforços em complementos que possam levar a um projeto mais detalhado, bem como uma usabilidade maior para o usuário.

Também é preciso salientar que a viabilidade completa da turbina a gás com uso de hidrogênio como combustível depende, em cada caso, não só de uma maior precisão do desenvolvimento da turbina de expansão, mas de todo seu contexto de suprimento de combustível e armazenagem, desenvolvimento de câmara de combustão capaz de acomodar devidamente o escoamento a montante da turbina, trabalho em ciclos combinados ou em coordenação com outras fontes de conversão de energia integradas a uma mesma rede, bem como demais sistemas auxiliares, de forma a balancear devidamente todos os impactos da aplicação, no certame econômico, técnico e ambiental. Aspectos não abordados por este trabalho com mesma profundidade, porém que podem ser limitantes para o desenvolvimento aqui trabalhado.

## 5.2 Sugestões para Trabalhos futuros

A praticidade do uso de um código computacional para a análise do problema proposto foi também constatada e possibilitou a percepção de possíveis melhorias a serem aplicadas no código de forma a expandir o campo de análise ou mesmo tornar seu uso mais prático. Algumas propostas são apresentadas:

- Incluir o cálculo tridimensional de escoamento no código, a exemplo do método de vórtice livre.
- Incluir código de regressão multivariáveis para aperfeiçoar a automação do cálculo de perdas;
- Incluir outros métodos de perdas empíricos para ampliar a faixa de verificação;
- Aperfeiçoar a área gráfica de inserção de dados, bem como figuras e tabelas de saída, para melhor interfase com o usuário;
- Incluir comparativo de diferentes combustíveis de fácil inserção no código;
- Incluir análise de outras turbomáquinas como compressores e turbinas radiais;
- Gerar código de geometria para análise de comportamento em programas CFD;
- Incluir análises fora do ponto de projeto para estudar a amplitude de funcionamento sob este uso de combustível;

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEXTEN, T., JÖRG, S., PETERSEN, N., WIRSUM, M., LIU, P., LI, Z. Model-Based Thermodynamic Analysis of a Hydrogen-Fired Gas Turbine With External Exhaust Gas Recirculation. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. Vol. 143, n. 081016, pp. 1-9, 2021.
- BOHAN, K., KLAPDOR, E. V., PRADE, B., HAEGGMARK, A., BULAT, G., PRASAD, N., WELCH, M., ADAMSSON, P., JOHNKE, T. White paper: “Hydrogen Power with Siemens gas turbines”, SIEMENS GAS AND POWER GMBH & CO. KG. Erlagen, 2020.
- BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. Oxford: Elsevier, 2012. 4ed.
- CHIESA, P., LOZZA, G., MAZZOCHI, L. Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**. Vol. 127, pp. 73-80, 2005.
- ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Porto Alegre: AMGH Editora, 2013. 7ed.
- DIXON, S. L., HALL, C. A. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. Oxford: Elsevier, 2010. 6ed.
- FOX, R. W., McDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014. 8ed.
- GOLDMEER, J. Power to Gas: Hydrogen For Power Generation. **GE Power**, GEA33861, 2019
- GLOBO. **Pesquisas em Hidrogênio Verde em Itajubá, MG**. Disponível em: <<https://g1.globo.com/mg/sul-de-minas/noticia/2021/11/06/acordo-com-agencia-alema-fara-unifei-ter-centro-de-producao-e-pesquisas-em-hidrogenio-verde-em-itajuba-mg.ghtml>>. Acesso em: 02 de dezembro de 2021.
- LANGSTON, L. S. Hydrogen-Fueled Gas Turbines. **ASME - As The Turbine Turns**. pp. 52-54, 2019.

MAIA, A. A.G., SILVA, J. F., TOMITA, J. T., BRINGHENTI, C.. **Preliminary Design of Axial Flow Turbine for a Small Jet Engine.** In: **PROCEEDINGS OF THE 5TH WORLD CONGRESS ON MECHANICAL, CHEMICAL, AND MATERIAL ENGINEERING**, 2019, Lisboa.

REUTERS. **Iberdrola, H2 Green Steel plan mega green hydrogen plant.** Disponível em: <<https://www.reuters.com/markets/commodities/iberdrola-h2-green-steel-plan-mega-green-hydrogen-plant-2021-12-02/>>. Acesso em: 02 de dezembro de 2021.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H., ROGERS, G. F. C., COHEN, H., STRAZNICKY, P. V., NIX, A. C. **Gas Turbine Theory.** Harlow: Pearson, 2017. 7ed.

SIEMENS ENERGY AG. **SGT-A45 mobile unit.** Disponível em: <<https://assets.siemens-energy.com/siemens/assets/api/uuid:b0577501-5625-4884-a555-09ff60243aaf/566-180083-factsheet-sgt-a45-online.pdf>>. Acesso em: 29 de novembro de 2021.

SURFIRAN. **Asbads (Windmill) of Iran.** Disponível em: <<https://surfiran.com/still-working-windmills-iran/>>. Acesso em: 29 de novembro de 2021.

VALOR ECONÔMICO. **Siemens Energy fecha contrato para fornecer turbinas a gás a térmica no Porto do Açu.** Disponível em: <<https://valor.globo.com/empresas/noticia/2021/11/23/siemens-energy-fecha-contrato-para-fornecer-turbinas-a-gas-a-termica-no-porto-do-acu.ghtml>>. Acesso em: 02 de dezembro de 2021.

TRAUPEL, W. **Thermische Turbomaschinen: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnungen.** Berlin: Springer-Verlag, 2001. 4ed.



ANEXOS

ANEXO A – Catálogo Siemens SGT A45

(Fonte: SIEMENS ENERGY AG, 2021)

**Mobile unit**

- Up to 44 MW(e) (ISO)
- 50 Hz or 60 Hz
- Liquid and gas fuel
- Emissions to < 25 vppm NO<sub>x</sub>
- Mounted on trailers
- Highly standardized

**Optional balance of plant scope**

- Generator step-up transformers
- Liquid fuel storage and treatment
- Water demineralization plant
- Natural gas compressors and filters

Siemens can supply the required scope of Balance of Plant (BoP) equipment, integration services, or complete power solution. Financing options available.

Specification	50 Hz		60 Hz	
	15° C	30° C	15° C	30° C
Electrical power (ISO, dry)	41.0 MW(e)	39.3 MW(e)	44.0 MW(e)	39.6 MW(e)
Electrical efficiency (ISO, dry)	39.0%	38.4%	40.4%	39.5%
Fuel type	Dual (gas & liquid)			
Low emissions option	Water injection			
Low emissions – gas fuel	25 vppm NO <sub>x</sub>			
Low emissions – liquid fuel	42 vppm NO <sub>x</sub>			
Turbine speed	3,000 rpm		3,600 rpm	
Pressure ratio	27.7 : 1	26.7 : 1	27.9 : 1	25.8 : 1
Exhaust gas flow	127 kg/s	120 kg/s	126 kg/s	116 kg/s
Exhaust gas temperature	477° C	501° C	483° C	498° C



45 MW class core engine derived from the SGT-A65 (Industrial Trent 60)

Figura A1 – Caraterísticas da Turbina a gás, Siemens SGT A45.

ANEXO B – Perdas - TRAUPEL, 2001

(Fonte: TRAUPEL, 2001)

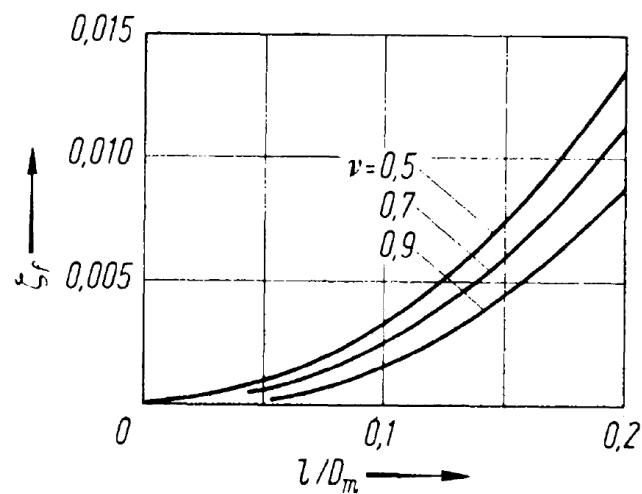


Figura B1 – Perdas por ventilação.

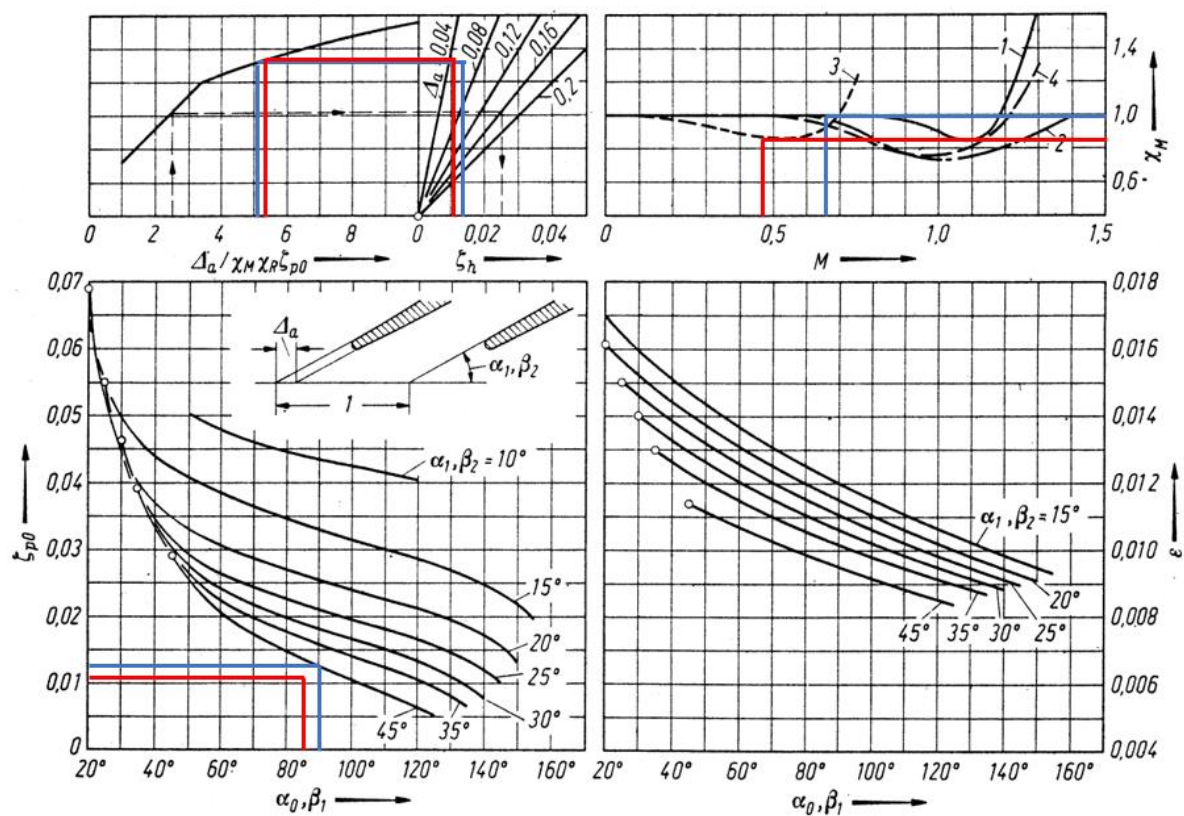


Figura B2 – À esquerda superior perdas no bordo de fuga; à esquerda inferior perdas no perfil; à direita superior coeficiente de correção de Mach.

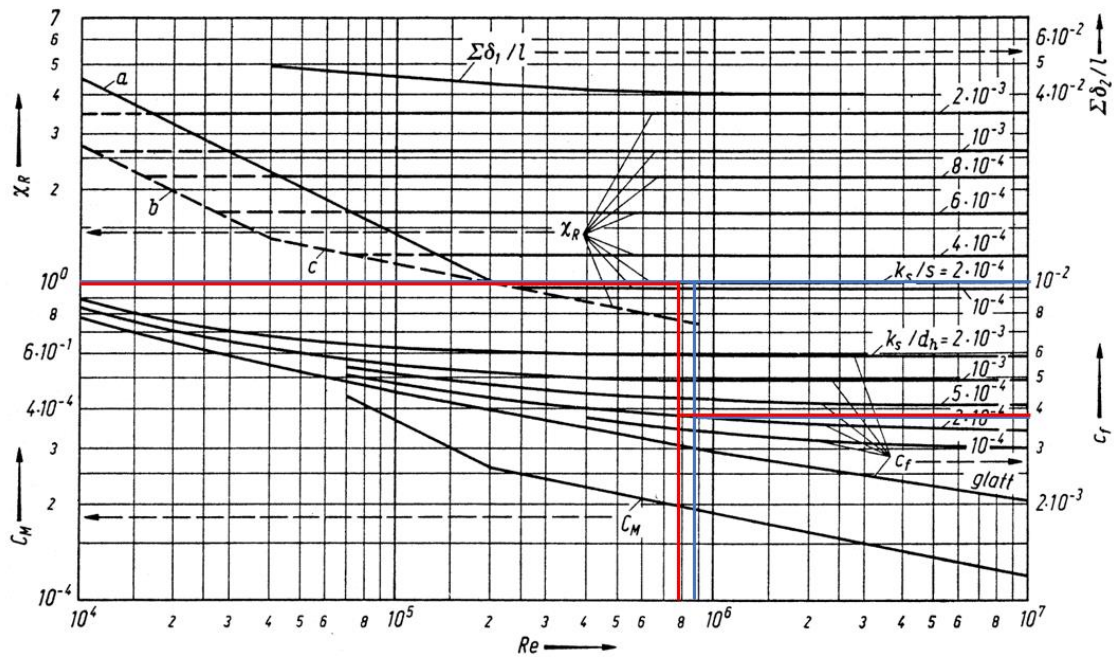


Figura B3 – Coeficientes em função de Reynolds, para correção pelo numero de Reynolds.

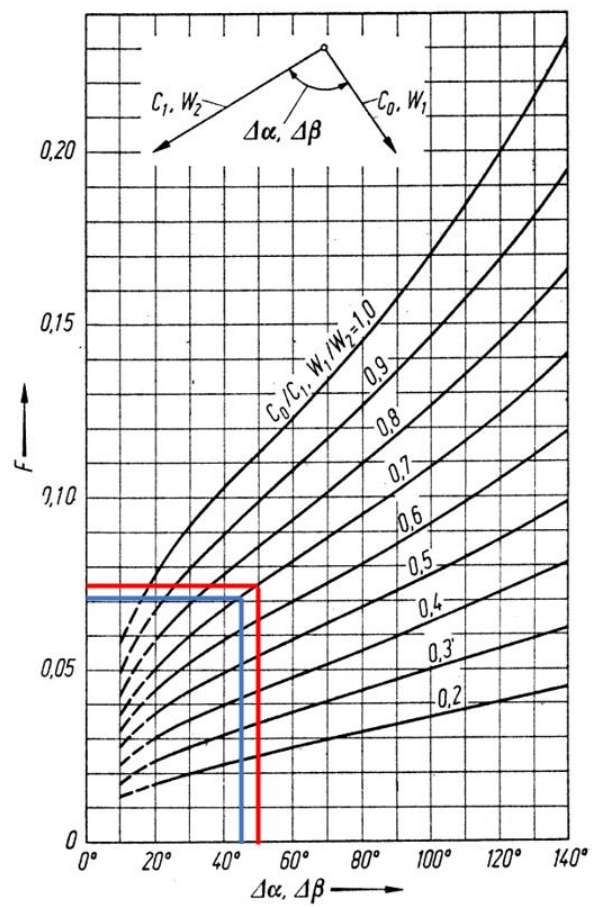


Figura B4 – Coeficiente de correção de perdas secundárias.

**ANEXO C – Propriedades Termodinâmicas.**

(Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2013)

Tabela C1 – Propriedades termodinâmicas, com destaque no poder calorífico.

**TABELA A-27**

Propriedades de alguns combustíveis e hidrocarbonetos comuns

Combustível (fase)	Fórmula	Massa molar, kg/kmol	Densidade, <sup>1</sup> kg/L	Entalpia de vaporização, <sup>2</sup> kJ/kg	Calor específico, <sup>1</sup> $c_p$ kJ/kg·K	Poder calorífico superior, <sup>3</sup> kJ/kg	Poder calorífico inferior, <sup>3</sup> kJ/kg
Carbono (s)	C	12,011	2	—	0,708	32.800	32.800
Hidrogênio (g)	H <sub>2</sub>	2,016	—	—	14,4	141.800	120.000
Monóxido de carbono (g)	CO	28,013	—	—	1,05	10.100	10.100
Metano (g)	CH <sub>4</sub>	16,043	—	509	2,20	55.530	50.050
Metanol (ℓ)	CH <sub>4</sub> O	32,042	0,790	1.168	2,53	22.660	19.920
Acetileno (g)	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26,038	—	—	1,69	49.970	48.280
Etano (g)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	—	172	1,75	51.900	47.520
Etanol (ℓ)	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	46,069	0,790	919	2,44	29.670	26.810
Propano (ℓ)	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	0,500	335	2,77	50.330	46.340
Butano (ℓ)	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,123	0,579	362	2,42	49.150	45.370
1-Penteno (ℓ)	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70,134	0,641	363	2,20	47.760	44.630
Isopentano (ℓ)	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,150	0,626	—	2,32	48.570	44.910
Benzeno (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,114	0,877	433	1,72	41.800	40.100
Hexeno (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>12</sub>	84,161	0,673	392	1,84	47.500	44.400
Hexano (ℓ)	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,177	0,660	366	2,27	48.310	44.740
Tolueno (ℓ)	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92,141	0,867	412	1,71	42.400	40.500
Heptano (ℓ)	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,204	0,684	365	2,24	48.100	44.600
Octano (ℓ)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,231	0,703	363	2,23	47.890	44.430
Decano (ℓ)	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142,285	0,730	361	2,21	47.640	44.240
Gasolina (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1,87n</sub>	100–110	0,72–0,78	350	2,4	47.300	44.000
Diesel leve (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1,8n</sub>	170	0,78–0,84	270	2,2	46.100	43.200
Diesel pesado (ℓ)	C <sub>n</sub> H <sub>1,7n</sub>	200	0,82–0,88	230	1,9	45.500	42.800
Gás natural (g)	C <sub>n</sub> H <sub>3,8n</sub> N <sub>0,1n</sub>	18	—	—	2	50.000	45.000

Tabela C2 – Massa molar de substâncias químicas, com destaque na massa molar.

Substância	Fórmula	Massa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante do gás, <i>R</i> kJ/kg K*
Ar	—	28,97	0,2870
Amônia	NH <sub>3</sub>	17,03	0,4882
Argônio	Ar	39,948	0,2081
Benzeno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,115	0,1064
Bromo	Br <sub>2</sub>	159,808	0,0520
<i>n</i> -Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,124	0,1430
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	44,01	0,1889
Monóxido de carbono	CO	28,011	0,2968
Tetracloro de carbono	CCl <sub>4</sub>	153,82	0,05405
Cloro	Cl <sub>2</sub>	70,906	0,1173
Clorofórmio	CHCl <sub>3</sub>	119,38	0,06964
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,91	0,06876
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl <sub>2</sub> F	102,92	0,08078
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,070	0,2765
Álcool etílico	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46,07	0,1805
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,054	0,2964
Hélio	He	4,003	2,0769
<i>n</i> -Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,179	0,09647
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	2,016	4,1240
Kriptônio	Kr	83,80	0,09921
Metano	CH <sub>4</sub>	16,043	0,5182
Álcool metílico	CH <sub>3</sub> OH	32,042	0,2595
Clorometano	CH <sub>3</sub> Cl	50,488	0,1647
Neônio	Ne	20,183	0,4119
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,013	0,2968
Óxido nítrico	N <sub>2</sub> O	44,013	0,1889
Oxigênio	O <sub>2</sub>	31,999	0,2598
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,097	0,1885
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,081	0,1976
Dióxido de enxofre	SO <sub>2</sub>	64,063	0,1298
Tetrafluorometano (R-134a)	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102,03	0,08149
Triclorofluorometano (R-11)	CCl <sub>3</sub> F	137,37	0,06052
Água	H <sub>2</sub> O	18,015	0,4615
Xenônio	Xe	131,30	0,06332



Tabela C3 – Constantes empíricas para cálculo do  $C_p$ .

$$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T em K,  $c_p$  em kJ/kmol-K)

Substância	Fórmula	a	b	c	d	Faixa de temperatura, K	Margem de erro (%)	
							Máx.	Méd.
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	28,90	$-0,1571 \times 10^{-2}$	$0,8081 \times 10^{-5}$	$-2,873 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,59	0,34
Oxigênio	O <sub>2</sub>	25,48	$1,520 \times 10^{-2}$	$-0,7155 \times 10^{-5}$	$1,312 \times 10^{-9}$	273–1.800	1,19	0,28
Ar	—	28,11	$0,1967 \times 10^{-2}$	$0,4802 \times 10^{-5}$	$-1,966 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,72	0,33
Hidrogênio	H <sub>2</sub>	29,11	$-0,1916 \times 10^{-2}$	$0,4003 \times 10^{-5}$	$-0,8704 \times 10^{-9}$	273–1.800	1,01	0,26
Monóxido de carbono	CO	28,16	$0,1675 \times 10^{-2}$	$0,5372 \times 10^{-5}$	$-2,222 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,89	0,37
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	22,26	$5,981 \times 10^{-2}$	$-3,501 \times 10^{-5}$	$7,469 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,67	0,22
Vapor de água	H <sub>2</sub> O	32,24	$0,1923 \times 10^{-2}$	$1,055 \times 10^{-5}$	$-3,595 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,53	0,24
Óxido nítrico	NO	29,34	$-0,09395 \times 10^{-2}$	$0,9747 \times 10^{-5}$	$-4,187 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,97	0,36
Óxido nítrico	N <sub>2</sub> O	24,11	$5,8632 \times 10^{-2}$	$-3,562 \times 10^{-5}$	$10,58 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,59	0,26
Dióxido de nitrogênio	NO <sub>2</sub>	22,9	$5,715 \times 10^{-2}$	$-3,52 \times 10^{-5}$	$7,87 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,46	0,18
Amônia	NH <sub>3</sub>	27,568	$2,5630 \times 10^{-2}$	$0,99072 \times 10^{-5}$	$-6,6909 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,91	0,36
Enxofre	S <sub>2</sub>	27,21	$2,218 \times 10^{-2}$	$-1,628 \times 10^{-5}$	$3,986 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,99	0,38
Dióxido de enxofre	SO <sub>2</sub>	25,78	$5,795 \times 10^{-2}$	$-3,812 \times 10^{-5}$	$8,612 \times 10^{-9}$	273–1.800	0,45	0,24
Trióxido de enxofre	SO <sub>3</sub>	16,40	$14,58 \times 10^{-2}$	$-11,20 \times 10^{-5}$	$32,42 \times 10^{-9}$	273–1.300	0,29	0,13
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	21,8	$9,2143 \times 10^{-2}$	$-6,527 \times 10^{-5}$	$18,21 \times 10^{-9}$	273–1.500	1,46	0,59
Benzeno	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-36,22	$48,475 \times 10^{-2}$	$-31,57 \times 10^{-5}$	$77,62 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,34	0,20
Metanol	CH <sub>4</sub> O	19,0	$9,152 \times 10^{-2}$	$-1,22 \times 10^{-5}$	$-8,039 \times 10^{-9}$	273–1.000	0,18	0,08
Etanol	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	19,9	$20,96 \times 10^{-2}$	$-10,38 \times 10^{-5}$	$20,05 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,40	0,22
Cloreto de hidrogênio	HCl	30,33	$-0,7620 \times 10^{-2}$	$1,327 \times 10^{-5}$	$-4,338 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,22	0,08
Metano	CH <sub>4</sub>	19,89	$5,024 \times 10^{-2}$	$1,269 \times 10^{-5}$	$-11,01 \times 10^{-9}$	273–1.500	1,33	0,57
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,900	$17,27 \times 10^{-2}$	$-6,406 \times 10^{-5}$	$7,285 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,83	0,28
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-4,04	$30,48 \times 10^{-2}$	$-15,72 \times 10^{-5}$	$31,74 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,40	0,12
n-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3,96	$37,15 \times 10^{-2}$	$-18,34 \times 10^{-5}$	$35,00 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,54	0,24
i-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-7,913	$41,60 \times 10^{-2}$	$-23,01 \times 10^{-5}$	$49,91 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,25	0,13
n-Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	6,774	$45,43 \times 10^{-2}$	$-22,46 \times 10^{-5}$	$42,29 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,56	0,21
n-Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	6,938	$55,22 \times 10^{-2}$	$-28,65 \times 10^{-5}$	$57,69 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,72	0,20
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3,95	$15,64 \times 10^{-2}$	$-8,344 \times 10^{-5}$	$17,67 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,54	0,13
Propileno	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3,15	$23,83 \times 10^{-2}$	$-12,18 \times 10^{-5}$	$24,62 \times 10^{-9}$	273–1.500	0,73	0,17

## APÊNDICE

### APÊNDICE A – Programa computacional em Python®, TURBOUNIFEI.

```
# -*- coding: utf-8 -*-
```

```
#Cabeçalho
```

```
"""
```

```
@título: projeto de linha de corrente de turbina a gás movida a H2
```

```
@autor: Adson Silva
```

```
@coautores: Ramiro Camacho, Jonas Caumo
```

```
"""
```

```
#Bibliotecas utilizadas
```

```
import numpy as np
```

```
import matplotlib.pyplot as plt
```

```
from numpy import pi as  $\pi$ 
```

```
#Classes utilizadas
```

```
class prop:
```

```
    def __init__(self, MassaMolar, ConsA, ConsB, ConsC, ConsD, PCI):
```

```
        self.M = MassaMolar
```

```
        self.A = ConsA
```

```
        self.B = ConsB
```

```
        self.C = ConsC
```

```
        self.D = ConsD
```

```
        self.PCI = PCI
```

```
class componente:
```

```
    def __init__(self,nome,concentracao,temperatura):
```

```
        self.gas = nome
```

self.x = concentracao

self.T = temperatura

def calc\_Cp(self):

return

(self.gas.A+self.gas.B\*self.T+self.gas.C\*(self.T\*\*2)+self.gas.D\*(self.T\*\*3))/self.gas.M

#Funções gráficas utilizadas

def tabela\_input(p01,N,Pele,η,z,fluido,ηele,ηmec,λE,Cp,rm,φ,α3):

fluido='ar'

Data=(['P<sub>01</sub> [MPa]',p01/10],['N [rpm]',N],['P<sub>ele</sub> [MW]',Pele/(10\*\*6)],

['Estágios',z],['Fluido',fluido],['η<sub>ele</sub>',ηele],['η<sub>mec</sub>',ηmec],

['λ<sub>e</sub>',λE],['Cp[J/kgK]',int(Cp)],['r<sub>m</sub>[m]',rm],['φ',φ],['α3[°]',np.rad2deg(α3)])

table=plt.table(cellText=Data, loc='best',

colLabels=['Grandeza','Valor'],

colColours=["DarkCyan"]\*2,cellLoc='center')

table.set\_fontsize(26)

table.scale(2,5)

plt.axis('off')

plt.show()

def tabela\_paleta(A,B,C):

Data=([1]+A,[2]+B,[3]+C)

table = plt.table(cellText=Data, loc='best',

colLabels=['Seção','A [m²]','H [m]','r<sub>i</sub>/r<sub>r</sub>'],

colColours=["DarkSeaGreen"]\*4,cellLoc='center')

table.set\_fontsize(26)

table.scale(4,12)

plt.axis('off')

plt.show()



```
def tabela_adimen( $\lambda E, \lambda R, \phi, \psi, \Lambda, ReE, ReR, ME, MR, Ns$ ):
```

```
    Data=([' $\lambda$                                 estator', $\lambda E$ ],[ $\lambda$ 
rotor',np.round( $\lambda R,2$ )],[ $\phi$ ],[ $\psi$ ,np.round( $\psi,2$ )],[ $\Lambda$ ,np.round( $\Lambda,2$ )],[Re
estator',int(ReE)],[Re      rotor',int(ReR)],[Ma      estator',np.round(ME,3)],[Ma
rotor',np.round(MR,3)],[Ns',np.round(Ns,2)])
```

```
    table=plt.table(cellText=Data, loc='best',
```

```
                    colLabels=['Grandeza','Valor'],
```

```
                    colColours=["Crimson"]*2,cellLoc='center')
```

```
    table.set_fontsize(26)
```

```
    table.scale(2,4)
```

```
    plt.axis('off')
```

```
    plt.show()
```

```
def tabela_geometria(A,B,C,lE, lR, eE, eR, tE, tR, NPáE,NPáR, $\alpha 2, \alpha 3, \beta 2, \beta 3$ ):
```

```
    HE=(A[1]+B[1])/2
```

```
    HR=(B[1]+C[1])/2
```

```
    Data=(['He [m]',np.round(HE,3)],[Hr [m]',np.round(HR,3)],[le [m]',np.round(lE,3)],[lr
[m]',np.round(lR,3)],[ee [m]',np.round(eE,3)],[er [m]',np.round(eR,3)],[NPá
estator',int(NPáE)],[NPá
rotor',int(NPáR)],[ $\alpha 2$ [°],int(np.rad2deg( $\alpha 2$ ))],[ $\alpha 3$ [°],int(np.rad2deg( $\alpha 3$ ))],[ $\beta 2$ [°],int(np.rad2
deg( $\beta 2$ ))],[ $\beta 3$ [°],int(np.rad2deg( $\beta 3$ ))])
```

```
    table=plt.table(cellText=Data,
```

```
    loc='best',colLabels=['Grandeza','Valor'],colColours=["Crimson"]*2,cellLoc='center')
```

```
    table.set_fontsize(26)
```

```
    table.scale(2,5)
```

```
    plt.axis('off')
```

```
    plt.show()
```

```
def tabela_pot(Potterm,Potmec,Pottotal, $\eta T$ ):
```

```
    Data=(['Pot term [MW]',np.round(Potterm,3)],[Pot mec [MW]',np.round(Potmec,3)],[Pot
total [MW]',np.round(Pottotal,3)],[ $\eta_t$ ',np.round( $\eta T,3$ )])
```

```
    table=plt.table(cellText=Data,
```

```
    loc='best',colLabels=['Grandeza','Valor'],colColours=["Crimson"]*2,cellLoc='center')
```

```

table.set_fontsize(26)

table.scale(2,5)

plt.axis('off')

plt.show()

def VeLeg(tipo,velocidade):

    #tipo = tipo de velocidade U, C, V. Velocidade=módulo da velocidade

    return tipo+'='+str(int(velocidade))+ 'm/s'

def VelPlot(tipo,U,vel, $\alpha$ , $\beta$ ,color):

    if (tipo == 'V3')or(tipo == 'C3'):

        i=-1

    else:

        i=1

    if tipo == 'U':

        plot=plt.arrow(0,0,vel,0,head_width=10,

                        head_length=30,length_includes_head=True,color=color)

        plt.annotate(str('u'+ u"\u20D7"), xy=(vel/2,5),

                     xytext=(vel/2,5),

                     ha='center',color=color, size="14")

        velocidade=VeLeg(tipo,vel)

    elif (tipo=='C1')or(tipo=='C2')or(tipo=='C3'):

        plot=plt.arrow(0,0,vel*np.sin( $\alpha$ )*i,vel*np.cos( $\alpha$ ),head_width=10,

                        head_length=30,length_includes_head=True,color=color)

        plt.annotate(str('c'+ u"\u20D7"), xy=(0,0),

                     xytext=(vel*np.sin( $\alpha$ )*i/2-5,vel*np.cos( $\alpha$ )/2+5),

                     ha='right',color=color, size="14")

        velocidade=VeLeg(tipo,vel)

    elif (tipo=='V1')or(tipo=='V2')or(tipo=='V3'):

        plot=plt.arrow(U,0,vel*np.sin( $\alpha$ )*i-U,vel*np.cos( $\alpha$ ),head_width=10,

```

```

        head_length=30,length_includes_head=True,color=color)

plt.annotate(str('v'+ u"\u20D7"), xy=(0,0),

            xytext=((vel*np.sin( $\alpha$ )-U/6*i),vel*np.cos( $\alpha$ )/2),

            ha='left',color=color, size="14")

vel=vel*np.cos( $\alpha$ )/np.cos( $\beta$ )

velocidade=VeLeg(tipo,vel)

return plot,velocidade

def TriVel(U,C2,C3, $\alpha$ 2, $\alpha$ 3, $\beta$ 2, $\beta$ 3):

    plt.figure(dpi=600)

    u=VelPlot('U',U,U,0,0,'navy')

    c2=VelPlot('C2',U,C2, $\alpha$ 2,0,'darkred')

    v2=VelPlot('V2',U,C2, $\alpha$ 2, $\beta$ 2,'red')

    c3=VelPlot('C3',U,C3, $\alpha$ 3,0,'green')

    v3=VelPlot('V3',U,C3, $\alpha$ 3, $\beta$ 3,'limegreen')

    plt.xticks([])

    plt.yticks([])

    plt.legend([u[0],c2[0],v2[0],c3[0],v3[0]],[u[1],c2[1],v2[1],c3[1],v3[1]],

               loc='best',shadow=True,fontsize=8,ncol=2)

    plt.title('Triângulo de velocidades',fontsize=15,weight='bold')

    plt.xlim(-U/2,U*1.6)

    plt.ylim(-U/5,U*1.6)

    plt.show()

#Funções de dimensionamento utilizadas

def set_fire(m,n,p,mar):

    #função de combustão

    # m - atomos de carbono no combustível; n - atomos de hidrogênio...; p - atomos de oxigênio...;

    lmb - excesso de ar

    #  $C_mH_nO_p + lmb(m+n/4-p/2)O_2 + 3,76lmb(m+n/4-p/2)N_2 \rightarrow mCO_2 + (n/2)H_2O + (lmb-1)(m+n/4-p/2)O_2 + 3,76lmb(m+n/4-p/2)N_2$ 

```

```

#reagmol=[lmb*O2min,lmb*O2min*(0.79/0.21)]
#prodmol=[m,n/2,(lmb - 1)*O2min,lmb*O2min*(0.79/0.21)]
#reagkg=[12*m+n+16*p,32*lmb*O2min,28*lmb*O2min*(0.79/0.21)]
#prodkg=[44*m,9*n,32*(lmb - 1)*O2min,28*lmb*O2min*(0.79/0.21)]
O2min=m+n/4-p/2
AR = mar/(O2min*(32 + 28*(0.79/0.21)))
moltotal = n/2 + (AR-1)*(m+n/4-p/2) + 3.76*AR*(m+n/4-p/2)
xH2O = n/2/(moltotal)
xO2 = (AR-1)*(m+n/4-p/2)/(moltotal)
xN2 = 3.76*AR*(m+n/4-p/2)/(moltotal)
return xH2O, xO2, xN2

```

```
def MIXEDFLUID(fluido,T):
```

```

#coleta propriedades do fluido
MM=0
Cp=0
mistura=[0]*len(fluido)
for i in range(len(fluido)):
    mistura[i]=componente(gas[fluido[i][0]],fluido[i][1],T)
for i in range(len(mistura)):
    MM=mistura[i].gas.M*mistura[i].x+MM
    Cp=mistura[i].calc_Cp()*mistura[i].x+Cp
Cp=Cp*1000
R = 8.3144621/MM*1000
γ = Cp/(Cp-R)
return Cp, R, γ,MM

```

```
def adim(N,rm,Cp,ΔT0s,φ):
```

```

    #define os adimensionais

```

```

U=2*π*rm*N/60

ψ=2*Cp*ΔT0s/U**2

Ns=(φ**(1/2))/((ψ/2)**(3/4))

return ψ, Ns, U, Ns

def geometria_ang(α3,φ,ψ):
    β3=np.arctan(np.tan(α3)+1/φ)
    Λ=(np.tan(β3)*2*φ-ψ/2)/2
    β2=np.arctan(1/(2*φ)*(ψ/2-2*Λ))
    α2=np.arctan(np.tan(β2)+1/φ)
    return α2,β2,β3,Λ

def velocidades(Ca,α,Cp,Tref,pref,γ,R,m,iso,λE):
    C=Ca/np.cos(α)
    if iso=='on':
        T=Tref-(1+λE)*C**2/(2*Cp)
    else:
        T=Tref-C**2/(2*Cp)
    p=pref*(T/Tref)**(γ/(γ-1))
    ρ=p*100/(R/1000*T)
    A=m/(ρ*Ca)
    return C, A,T, p,ρ

def geometria_pal(A,N,U,rm):
    H=A*N/(60*U)
    r_t=rm+H/2
    r_r=rm-H/2
    razao=r_t/r_r
    return [np.around(A,4),np.around(H,4),np.around(razao,4)]

def geometria_perf(A,B,C,rm,rz_hl):
    lE=(A[1]+B[1])/(2*rz_hl)
    lR=(B[1]+C[1])/(2*rz_hl)

```

```

tE=lE/0.97

tR=lR/0.95

NPáE=int(2*π*rm/tE)

NPáR=int(2*π*rm/tR)

return lE, lR, tE, tR, NPáE, NPáR

def adimensionais(C2,T2,T3,R,γ,β3,Ca3,T03,Cp,ρ2,ρ3,C3,lE,lR,P2,P3):

    ME=C2/np.sqrt(γ*R*T2)

    MR=C3/np.sqrt(γ*R*T3)

    TT3=T2/((P2/P3)**((γ-1)/γ))

    V3 = Ca3/np.cos(β3)

    λR = (T3-TT3)/(V3**2/(2*Cp))

    ReE=ρ2*C2*lE/μ

    ReR=ρ3*C3*lR/μ

    return ME,MR,λR,ReE,ReR,TT3, V3,λR

def potencia(m,Cp,T1,T3,C2,C3,rm,N,ηele,ηmec,α2,α3):

    Potterm=m*Cp*(T1-T3)/(10**6)

    Potmec=m*(C2*np.sin(α2)-C3*np.sin(α3))*rm*2*π*N/60/(10**6)

    Pottotal=Potmec*6

    ηT=Potmec/Potterm

    return Potterm,Potmec,Pottotal,ηT

#PERDAS TRAUPEL

def perda_vent(l,Dm,V1,V2):

    v = V1/V2 #razão de velocidades

    if l/Dm < 0.1:

        ζf = 0

    else:

        ζf = input('sendo v '+str(v)+' e l/Dm '+str(l/Dm)+' Digite o valor de ζf: ')

    return ζf

```

```

def perda_perfil(M,Ks,s,velocidade,v,agent,angsai,δ,t):
    Δa = δ/(t*np.sin(angsai))

    #Correção do número de Mach

    print('sendo Mach '+str(np.round(M,3))+ ' defina: ')

    Xm = float(input('Digite o valor de Xm: '))

    #Correção do número de Reynolds

    print('sendo o Ks/s '+str(np.round(Ks/s,6))+ ' e Re '+str(np.round(velocidade*s/v,0))+ ' defina: ')

    Xr = float(input('Digite o valor de Xr: '))

    #Perda de perfil básica

    print('sendo ângulo de entrada '+str(np.round(np.rad2deg(agent),0))+ '° sendo ângulo de saída '+str(np.round(np.rad2deg(angsai),0))+ '° defina: ')

    ζpo = float(input('Digite o valor de ζpo: '))

    #Perda do bordo de fuga

    print('espessura TE: '+str(δ)+' passo: '+str(t))

    print('sendo Δa/(Xm*Xr*ζpo) '+str(np.round(Δa/(Xm*Xr*ζpo),2))+ ' sendo Δa '+str(np.round(Δa,2))+ ' defina: ')

    ζte = float(input('Digite o valor de ζte: '))

    #perda de choque de Carnot

    ζc = (Δa/(1-Δa))**2*(np.sin(angsai)**2)

    #perda do perfil

    ζp = Xr*Xm*ζpo + ζte + ζc

    return ζpo,ζp

```

```

def rest_loss(ζpo,ζp,ang,l,t,Dm,tip,A,s,Ks,Re,ang2,V2,vel):
    Δ=180-np.rad2deg(ang+ang2)
    razVel = vel/V2
    if tipo == 'rotor':
        B = 10
        A = 0.035
        F = float(input('sendo Δβ '+str(np.round(Δ,0))+° e V2/V3 '+str(np.round(razVel,1))+ ' defina
F: '))
    if tipo == 'estator':
        B = 7
        A = 0.02
        F = float(input('sendo Δα '+str(np.round(Δ,0))+° e C1/C2 '+str(np.round(razVel,1))+ ' defina
F: '))
    print('sendo Reynolds '+str(np.round(Re,0))+ 'defina: ')
    δsl = 0.002/s
    print('sendo Reynolds '+str(np.round(Re,0))+ 'e Ks/s '+str(np.round(Ks/s,6))+ ' defina: ')
    cf = float(input(' Qual o valor de Cf? '))
    ζa = cf/np.sin(ang)*(1-l/Dm)*δsl
    ltk = B*np.sqrt(ζp)
    if (l/t) < ltk:
        ζrest = ζp/ζpo*F*t/l + ζa + A*(s/l-(s/t)/ltk)
    else:
        ζrest = ζp/ζpo*F*t/l + ζa
    tout = (l*ζpo)/(F*ζp)*(0.91285234031549-ζp-ζa)
    print(tout)
    return ζrest

```



def

perdas\_totais(l,Dm,V1,V2,M,Ks,s,velocidade,v,angent,angsai, $\delta$ ,t, $\delta$ s,tipos,A,Dhub,D2,Re, $\phi$ , $\psi$ ,l2, $\epsilon$ ,vel):

#perdas\_totais(HE,DmE,0,V2,ME,Ks,lE,C2,vE, $\alpha$ 1, $\alpha$ 2,eE,tE, $\delta$ s,'estator',0.02,DhubE,rm,ReE, $\phi$ , $\psi$ ,B[1],1,C1)

$\zeta_f$  = perda\_vent(l,Dm,V1,V2)

$\zeta_{po}$ , $\zeta_p$  = perda\_perfil(M,Ks,s,velocidade,v,angent,angsai, $\delta$ ,t)

$\zeta_{rest}$  = rest\_loss( $\zeta_{po}$ , $\zeta_p$ ,angsai,l,t,Dm,tipos,A,s,Ks,Re,angent,velocidade,vel)

return  $\zeta_f + \zeta_p + \zeta_{rest}$

#Função global

def projeto\_TG(p01,Tsai,N,Pele,m, $\eta$ ,z, $\eta_{ele}$ , $\eta_{mec}$ , $\lambda$ E,Cp,rm,rz\_hl, $\phi$ , $\alpha$ 1, $\alpha$ 3,Ks, $\mu$ ,eE,eR):

#Dimensionamento

$\alpha_3 = \text{np.radians}(\alpha_3)$

RP=p01\*\*(1/z)

p03=p01/RP

Potint=Pele/( $\eta_{ele} * \eta_{mec} * 0.60$ )

T01 = Potint/(m\*Cp)+Tsai

$\Delta T_{0s} = (T_{01} - T_{sai})/6$

T03=T01- $\Delta T_{0s}$

Q=Pele/ $\eta$

mcomb=Q/(gas['H2'].PCI\*1E6)

mar=m-mcomb

xH2O, xO2, xN2 = set\_fire(0,2,0,mar)

prodcomb=('H2O',xH2O),

('O2',xO2),

('N2',xN2))

Cp,R, $\gamma$ ,MM=MIXEDFLUID(prodcomb,T01-273.15)

print(Cp)

''' REMOVER ESTE COMENTÁRIO APENAS PARA O CÁLCULO COM AR IDEAL

ar\_ideal = componente(gas['Ar'],1,T01-273.15)

Cp = ar\_ideal.calc\_Cp()

Cp = Cp\*1000

R = 8.3144621/28.97\*1000

$\gamma = Cp/(Cp-R)$

'''

$\psi, N_s, U, N_s = \text{adim}(N, r_m, Cp, \Delta T_0, s, \phi)$

$\alpha_2, \beta_2, \beta_3, \Lambda = \text{geometria\_ang}(\alpha_3, \phi, \psi)$

Ca2=U\* $\phi$

Ca1=Ca2/np.cos( $\alpha_3$ )

Ca3=Ca2

C1, A1, T1, P1, $\rho_1$  = velocidades(Ca1, $\alpha_1$ ,Cp,T01,p01, $\gamma$ ,R,m,'off', $\lambda E$ )

C2, A2, T2, P2, $\rho_2$  = velocidades(Ca2, $\alpha_2$ ,Cp,T01,p01, $\gamma$ ,R,m,'on', $\lambda E$ )

Cp,R, $\gamma$ ,MM=MIXEDFLUID(prodcomb,T03-273.15)

''' REMOVER ESTE COMENTÁRIO APENAS PARA O CÁLCULO COM AR IDEAL

ar\_ideal = componente(gas['Ar'],1,T01-273.15)

Cp = ar\_ideal.calc\_Cp()

Cp = Cp\*1000

$$R = 8,3144621/28,97*1000$$

$$\gamma = C_p/(C_p - R)$$

'''

$$C3, A3, T3, P3, \rho3 = \text{velocidades}(Ca3, \alpha3, Cp, T03, p03, \gamma, R, m, 'off', \lambda E)$$

$$A = \text{geometria\_pal}(A1, N, U, rm)$$

$$B = \text{geometria\_pal}(A2, N, U, rm)$$

$$C = \text{geometria\_pal}(A3, N, U, rm)$$

$$lE, lR, tE, tR, NPáE, NPáR = \text{geometria\_perf}(A, B, C, rm, rz\_hl)$$

$$ME, MR, \lambda R, ReE, ReR, TT3,$$

$$V3, \lambda R = \text{adimensionais}(C2, T2, T3, R, \gamma, \beta3, Ca3, T03, Cp, \rho2, \rho3, C3, lE, lR, P2, P3)$$

$$\text{Potterm}, \text{Potmec}, \text{Pottotal}, \eta T = \text{potencia}(m, Cp, T1, T3, C2, C3, rm, N, \eta_{ele}, \eta_{mec}, \alpha2, \alpha3)$$

#Parte Gráfica

plt.figure(1)

tabela\_adimen( $\lambda E, \lambda R, \phi, \psi, \Lambda, ReE, ReR, ME, MR, Ns$ )

plt.figure(2)

tabela\_geometria( $A, B, C, lE, lR, eE, eR, tE, tR, NPáE, NPáR, \alpha2, \alpha3, \beta2, \beta3$ )

plt.figure(3)

tabela\_pot( $\text{Potterm}, \text{Potmec}, \text{Pottotal}, \eta T$ )

plt.figure(4)

TriVel( $U, C2, C3, \alpha2, \alpha3, \beta2, \beta3$ )

#Perdas Traupel

$$HE, HR = (A[1] + B[1])/2, (B[1] + C[1])/2$$

$$DmE = DmR = 2*rm$$

$$V2, V3 = Ca2/np.cos(\beta2), Ca3/np.cos(\beta3)$$

```

vE, vR = μ/ρ2, μ/ρ3
δs = 1
DhubE, DhubR = 2*rm - HE/2, 2*rm - HR/2
ReE, ReR = C2*IE/vE, V3*IR/vR

α1,α2,β2,β3=90-np.rad2deg(α1),90-np.rad2deg(α2),90-np.rad2deg(β2),90-np.rad2deg(β3)
α1,α2,β2,β3=np.radians(α1),np.radians(α2),np.radians(β2),np.radians(β3)
print('Para o cálculo de perdas do ESTATOR:')

ζE =
perdas_totais(HE,DmE,0,V2,ME,Ks,IE,C2,vE,α1,α2,eE,tE,δs,'estator',0.02,DhubE,rm,ReE,φ,
ψ,B[1],1,C1)

print('Para o cálculo de perdas do ROTOR:')

ζR =
perdas_totais(HR,DmR,V2,V3,MR,Ks,IR,V3,vR,β2,β3,eR,tR,δs,'rotor',0.035,DhubR,rm,ReR,
φ,ψ,C[1],1,V2)

ηtraupel = 1 - ζE - ζR
print('A eficiência do estágio de acordo com Traupel é de:'+str(np.around(ηtraupel*100,2)))

return

#DADOS

#Propriedades dos fluidos
gas = {'N2' : prop(28, 28.90, -0.1571E-2, 0.8081E-5, -2.873E-9, 0),
'O2' : prop(32, 25.48, 1.520E-2, -0.7155E-5, 1.312E-9, 0),
'H2O' : prop(18, 32.24, 0.1923E-2, 1.055E-5, -3.595E-9,0),
'H2' : prop(2, 29.11, -0.1916E-2, 0.4003E-5, -0.8704E-9, 119.955),
'CO2' : prop(44, 22.26, 5.981E-02, -3.501E-5, 7.469E-9, 0),
'Ar' : prop(28.97,28.11,0.1967E-2,0.4802E-5,-1.966E-9,0)}

```

#Dados de Fabricantes

$$p01 = 25.8 \text{ \#bar}$$

$$Tsai = 771.15 \text{ \#K}$$

$$N = 9000 \text{ \#rpm}$$

$$Pele = 39.6 \cdot (10^{**}6) \text{ \#W}$$

$$m = 116 \text{ \#kg/s}$$

$$\eta = 0.395$$

$$z = 6$$

#Dados do projetista

$$\eta_{ele} = 0.99$$

$$\eta_{mec} = 0.98$$

$$\lambda E = 0.05$$

$$Cp = 1382 \text{ \#J/kg.K}$$

$$rm = 0.305 \text{ \#m}$$

$$rz\_hl = 2$$

$$\phi = 1.1$$

$$\alpha 1 = 0 \text{ \#}^{\circ}$$

$$\alpha 3 = 3.5 \text{ \#}^{\circ}$$

$$Ks = 4E-6 \text{ \#Ra}$$

$$\mu = 0.000045644544 \text{ \#Pa.s}$$

$$eE = eR = 0.0008 \text{ \#m}$$

#RESULTADO DIMENSIONAMENTO

$$\text{projeto\_TG}(p01, Tsai, N, Pele, m, \eta, z, \eta_{ele}, \eta_{mec}, \lambda E, Cp, rm, rz\_hl, \phi, \alpha 1, \alpha 3, Ks, \mu, eE, eR)$$