

Pedro Esteves Gomes

Análise termodinâmica aplicada ao design de turbinas a gás sob diferentes configurações operacionais

Projeto de graduação

Trabalho de conclusão de curso apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em engenharia mecânica.

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle

Rio de Janeiro, Dezembro de 2024

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar minha gratidão primeiramente à minha família. Em especial, aos meus pais e meu irmão, por sempre me darem o suporte necessário, tanto nos momentos de sucesso quanto nos de dificuldade. Grande parte da minha evolução é fruto do esforço de vocês na minha educação e do carinho ao longo dos anos. Sou profundamente grato por tudo.

À minha namorada Karina, meu sincero agradecimento por estar ao meu lado durante toda a minha caminhada, especialmente nos momentos mais desafiadores. Sua presença constante e apoio foram fundamentais para que eu continuasse seguindo em frente.

Agradeço também ao corpo docente da universidade pela infraestrutura proporcionada, desde a organização impecável até os laboratórios e equipamentos de qualidade. Aos professores, meu reconhecimento especial pela dedicação em compartilhar conhecimento e apoiar o crescimento dos alunos.

Sou especialmente grato ao meu orientador professor Florian, por sua orientação atenta e suporte contínuo durante todas as etapas deste trabalho. Sua paciência, disponibilidade e expertise foram essenciais para o meu desenvolvimento no projeto.

Aos meus amigos, tanto os de longa data quanto aqueles que tive a felicidade de conhecer ao longo desta jornada, obrigado pelos momentos compartilhados e pelos ensinamentos que levarei para a vida inteira. Vocês são uma constante fonte de motivação para que eu me dedique ainda mais.

Por fim, à equipe de competição Reptiles, meu mais sincero agradecimento por proporcionar a experiência mais marcante do meu ciclo acadêmico. Vocês me motivaram a seguir em frente com o curso e me ofereceram a primeira perspectiva real do que significa ser um engenheiro.

RESUMO

Análise termodinâmica aplicada ao design de turbinas a gás sob diferentes configurações operacionais

As turbinas a gás desempenham um papel crucial na geração de energia, impulsionando a busca por sistemas cada vez mais eficientes e que priorizem o uso de recursos renováveis para atender aos desafios ambientais e econômicos. A análise baseada na exergia se destaca como uma ferramenta eficaz para analisar o potencial de trabalho de máquinas térmicas, integrando a primeira e a segunda leis da termodinâmica. Este trabalho desenvolveu duas rotinas em MATLAB para uma análise exergética generalizada de turbinas: uma para análise de dados experimentais e outra para design considerando diferentes dados de entrada. Os resultados da comparação com dados da literatura apresentaram limitações devido às incertezas dos modelos de calores especificos, a queima completa de combustível e simplificação sobre a mistura arcombustível, afetando a precisão e acurácia da eficiência exergética calculada. Para o primeiro modelo, foi obtido uma eficiência exergética média de 86,4% para os compressores, 93,6% para as turbinas e 83% para a câmara de combustão e um erro percentual médio de 3,8% para os compressores, 4,02% para as turbinas e 11,34% para câmara de combustão. Para o segundo, foram encontrados 87,5% para os compressores, 92,7% para as turbinas e 82,6% para a câmara de combustão e um erro percentual de 4,93% para compressor, 6,99% para as turbinas e 14,89% para a câmara de combustão. Um caso de mistura de combustíveis (gás natural e hidrogênio) também foi avaliado para ver o comportamento do sistema ao mudar o percentual de cada combustível (passo de 20% de H₂) e ao injetar água. Notou-se um aumento da eficiência energética e exergética com a descarbonização do combustível. Ao introduzir um vazão de 0,7 $\frac{kg}{s}$ de água no sistema, observou-se uma redução média na eficiência exergética de 0,37% e na eficiência energética de 1,46% mas, conseguimos também reduzir a temperatura do sistema em uma média de 28K, demonstrando que podemos controlar esse parâmetro operacional para não prejudicar o componente.

Palavras-chave

Energia; Exergia; Eficiência; Combustão; Turbina a gás

ABSTRACT

Thermodynamic analysis applied to the design of gas turbines under different operational configurations

Gas turbines play a crucial role in energy generation, driving the pursuit of increasingly efficient systems that prioritize the use of renewable resources to address environmental and economic challenges. Exergy analysis stands out as an effective tool for analyzing the work potential of thermal machines, integrating the first and second laws of thermodynamics. This study developed two MATLAB routines for a generalized exergy analysis of turbines: one for the analysis of experimental data and another for design, considering different input parameters. The comparison with literature data revealed limitations due to uncertainties in constant heat values, incomplete fuel combustion, and air-fuel mixture modeling, which affected the precision and accuracy of the calculated exergy efficiency. For the first model, an average exergy efficiency of 86,4% was obtained for compressors, 93,6% for turbines, and 83% for the combustion chamber, with an average percentage error of 3,8% for compressors, 4,02% for turbines, and 11,34% for the combustion chamber. For the second model, the results showed 87,5% for compressors, 92,7% for turbines, and 82,6% for the combustion chamber, with percentage errors of 4,93% for compressors, 6,99% for turbines, and 14,89% for the combustion chamber. A case involving a fuel mixture (natural gas and hydrogen) was also evaluated to observe the system's behavior when varying the percentage of each fuel (step of 20% of hydrogen) and injecting water. Decarbonization of the fuel in increased energy and exergy efficiencies. By injecting 0,7 $\frac{kg}{s}$ of water into the system, a reduction in average exergy efficiency of 0,37% and energy efficiency of 1,46% was observed, along with an average system temperature decrease of 28K. This demonstrates the potential to control operational parameters to prevent damage to components.

Keywords

Energy; Exergy; Efficiency; Combustion; Gas Turbine

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 Tipos de turbina	13
2.2 Configuração de turbinas a gás	16
2.2.1 Compressor	17
2.2.2 Câmara de combustão	19
2.2.3 Turbina	21
2.2.4 Análise de turbina	22
3 ANÁLISE TEÓRICA	24
3.1 Conceitos da termodinâmica	24
3.2 Exergia	26
3.2.1 Compressor de baixa pressão	29
3.2.2 Compressor de alta pressão	31
3.2.3 Câmara de combustão	32
3.2.4 Turbina de alta pressão	34
3.2.5 Turbina de baixa pressão	35
3.2.6 Análise global da turbina	36
4 METODOLOGIA	37
4.1 Ferramenta de análise	40
4.2 Validação da ferramenta de design	41
4.3 Análise da mistura de combustível	42
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	43
5.1 Resultados da ferramenta de análise	43
5.2 Resultados da ferramenta de design	45
5.3 Resultado da mistura de combustível	48
6 CONCLUSÃO	52

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54
8 Anexos	
8.1 Anexo A	57
8.2 Anexo B	58
8.3 Anexo C	69

NOMENCLATURA

Símbolos

- a air (ar)
- AF^s_m Relação ar combustível na forma mássica
- AF^s_{mol} Relação ar combustível na forma molar
- BP Bypass
- CN Cinética
- c_p Calor específico à pressão constante [kJ/(kg.K)]
- c_p Calor específico à volume constante [kJ/(kg.K)]
- E Energia [kJ]
- \dot{E} Taxa de energia [W]
- E_x Exergia [W]
- \dot{E}_x Fluxo de exergia [W]
- f Fuel (combustível) [m/s]
- FS Física
- g_{rav} Aceleração da gravidade $[m/s^2]$
- g Gás
- h Entalpia específica [kJ/kg]
- HPC High pressure compressor (compressor de alta pressão)
- HPT High pressure turbine (turbina de alta pressão)
- k Coeficiente de expansão adiabático
- LHV Lower heating value (Poder calorífico inferior)
- LPC Lower pressure compressor (compressor de baixa pressão)
- LPT Lower pressure turbine (Turbina de baixa pressão)
- m Massa [kg]
- \dot{m} Vazão mássica [kg/s]
- P Pressão [Pa]
- PG Potencial gravitacional [J]
- Q Calor [J]
- *Q* Taxa de transferência de calor [*W*]
- QM Química
- *R* Constante universal dos gases [kJ/(mol. K)]

- **Ra** Constante do ar [kJ/(kg * K)]
- *Rp* Razão de pressão
- S Entropia específica [kJ/(kg.K)]
- s Saída
- T Temperatura [K]
- t Tempo [s]
- TT Trabalho na turbina [W]
- V Velocidade [m/s]
- W Trabalho [kJ]
- *W* Potência [*W*]
- w Water (água)
- x_i Valor individual
- \bar{x} Valor médio
- z Altura [m]

Letras gregas

- μ Razão dos calores específicos a pressão e a volume constante
- φ Exergia específica [kJ/kg]
- η Eficiência
- λ Fator de excesso de ar
- Ψ Eficiência isentrópica

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação de uma turbina de propulsão. Fonte: Kawasaki	13
Figura 2 - Representação de uma turbina a gás convencional. Fonte: Kawasaki	14
Figura 3 - Representação de uma turbina turboprop convencional. Fonte: Aviacion	15
Figura 4 - Representação de uma turbina turboshaft convencional. Fonte: Aviacion	15
Figura 5 - Turbina turbofan. Fonte: Flyflapper	16
Figura 6 - Turbina propfan. Fonte Aeroflap	16
Figura 7 - Sistema aberto e fechado do ciclo Brayton. Fonte: Shapiro 7ª Ed.	17
Figura 8 - Tipo de compressor para diferentes fluxos. Fonte: Boyce	18
Figura 9 - Turbina com compressor axial e centrífugo. Fonte Boyce 2002	18
Figura 10 - Câmara de combustão. Fonte: Boyce 2002	20
Figura 11 - Turbina de fluxo radial Cantilever. Fonte: Boyce 2002	21
Figura 12 - Turbina de fluxo misto. Fonte: Boyce 2002	22
Figura 13 - Volume de controle de uma turbina de fluxo axial. Fonte: Shapiro 7 Ed	24
Figura 14 - Diferença entre ciclo real e ideal. Fonte: Cengel 2011	28
Figura 15 - Esquema de turbina com Bypass. Fonte: Coban 2017	29
Figura 16 - Eficiência energética com a progressão da percentagem de H2	49
Figura 17 - Eficiência exergética com a progressão da percentagem de H2	49
Figura 18 - Eficiência exergética com a adição de água	50
Figura 19 - Eficiência energética com a adição de água	50
Figura 20 - Variação da temperatura com a adição de água	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes para constante universal do gás. Fonte: Smith, J, M, Van Ness, I	H, C,
Abbott	32
Tabela 2 - Dados de input para o Matlab	39
Tabela 3 - Dados de input para o Matlab	39
Tabela 4 - Dados de input de temperatura em Kelvin para a primeira ferramenta	40
Tabela 5 - Dados de input de pressão em kPa para a primeira ferramenta	40
Tabela 6 - Dados de input de razão de pressão para a segunda ferramenta	41
Tabela 7 - Dados da análise de mistura de combustível	42
Tabela 8 - Resultados da taxa de energia em kW da ferramenta 1	43
Tabela 9 - Resultados da taxa de exergia em kW da ferramenta 1	44
Tabela 10 - Resultados da eficiência exergética da ferramenta 1	44
Tabela 11 - Dados de input de eficiência isentrópica para a segunda ferramenta	45
Tabela 12 - Resultados das temperaturas encontradas da ferramenta 2	46
Tabela 13 - Resultados da taxa de energia em kW da ferramenta 2	46
Tabela 14 - Resultados da taxa de exergia em kW da ferramenta 2	47
Tabela 15 - Resultados da eficiência exergética da ferramenta 2	48

1 INTRODUÇÃO

Um desafio de engenharia estimulante e urgente para as próximas gerações é atender com responsabilidade às necessidades de energia a nível nacional e mundial. Esse desafio tem suas origens na diminuição das fontes economicamente recuperáveis de energia, nos efeitos globais das mudanças climáticas e no crescimento populacional (MORAN,2009).

Na atualidade existem uma ampla variedade de geradores de potência que atendem as demandas globais. A nível nacional, o Brasil possui uma matriz energética diversa, possibilitando a obtenção de energia por usinas hidrelétricas, turbinas eólicas, painéis solares e até mesmo usinas nucleares.

As turbinas desempenham um papel essencial na conversão de energia. Um exemplo é o das usinas hidrelétricas, onde as turbinas transformam a energia cinética da água em energia mecânica rotacional. Essa energia mecânica é então transferida para um gerador, que converte o trabalho do eixo em energia elétrica. Além das hidrelétricas, as turbinas também são usadas na geração de energia eólica e termelétrica, destacando-se como componenteschave em diversos processos de produção de eletricidade.

Neste trabalho daremos foco nas turbinas a gás, onde o movimento de rotação da turbina é proveniente da energia interna armazenada nas partículas do ar em função do processo de aquecimento da câmara de combustão e compressão. Elas podem ser caracterizadas de várias formas, com base no tipo de energia que convertem, na aplicação ou no tipo de combustível.

O desenvolvimento dos primeiros modelos de turbinas a gás ocorreu pela data de 1791 com a determinação do inglês John Barber, fazendo a utilização do ciclo termodinâmico moderno em seu produto. O gás era produzido realizando mistura de ar com carvão queimado, que por sua vez era então comprimido e expandido, gerando trabalho mecânico (BOYCE, 2012).

Atualmente, com o constante crescimento da demanda energética mundial, um dos maiores desafios enfrentados na engenharia é a busca por formas mais eficientes e sustentáveis de geração de energia. Nesse cenário, as turbinas a gás surgem como uma excelente alternativa por se tratarem de equipamentos relativamente compactos, de baixo peso, que podem operar com uma gama de diferentes combustíveis e geram grandes quantidades de energia (BEGUINI, 2017).

Máquinas de grande porte geralmente implicam em custos significativos no desenvolvimento de seus projetos. A utilização de modelos computacionais na concepção de máquinas tem demonstrado ser uma abordagem economicamente vantajosa ao longo dos

anos. Investir em softwares de simulação no início do processo permite reduzir substancialmente as despesas operacionais em fases posteriores.

Com esses softwares, é possível criar e executar análises fundamentais para avaliar o sistema termodinâmico de uma turbina. Como máquina térmica, a turbina a gás opera de acordo com as leis da termodinâmica, permitindo a criação de uma modelagem teórica para análises de eficiência energética e exergética. Essa modelagem pode ser aplicada a diferentes tipos de turbinas, utilizando dados extraídos da literatura para garantir a precisão das avaliações.

Neste trabalho, serão desenvolvidas duas rotinas em MATLAB e Excel. A primeira será uma ferramenta de análise generalizada para turbinas, permitindo a avaliação de diferentes condições operacionais definidas pelo usuário. A segunda será uma ferramenta de design, expandindo as possibilidades de entrada da primeira e oferecendo maior flexibilidade para configurações específicas. Ambas as rotinas permitirão ao usuário inserir dados operacionais, como tipo de combustível, mistura de combustível, número de turbinas e compressores, pressão, temperatura, eficiência, injeção de água e razão de bypass. Como resultado, será realizada uma análise detalhada do desempenho exergético do sistema. Adicionalmente, será criado um banco de dados com informações operacionais extraídas de diversos artigos científicos, com o objetivo de comparar e validar o modelo teórico desenvolvido.

O objetivo principal é, portanto, gerar um modelo universal por meio de duas interfaces que entregue a análise exergética do sistema. Com essa ferramenta, o usuário poderá comparar diferentes cenários de sistemas, facilitando a tomada de decisões para alcançar seu objetivo final.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Tipos de turbina

Com a breve introdução, sabemos que as demandas globais de energia aumentam ao longo dos anos. Essa demanda é tratada em diversos setores de energia, através da evolução dos geradores de potência, descoberta de novos sistemas ou até mesmo novos combustíveis (Van Wylen,2003).

A busca por uma maior eficiência nas turbinas levou a vários tipos de protótipos, sendo eles adaptados dependendo do objetivo de uso. Podemos separar inicialmente as turbinas em dois grupos principais, turbinas para geração de potência e turbinas de propulsão (Van Wylen,2003).

Dentro dessas duas categorias, a principal diferença entre a turbina de propulsão (Fig.1) é que ela não possui um eixo para a geração de potência. Nela, o objetivo não é o de gerar energia, mas sim, gerar propulsão para aeronaves (Van Wylen,2003).



Figura 1 - Representação de uma turbina de propulsão. Fonte: Kawasaki

Já na turbina a gás (para geração de potência), presente em plataformas de petróleo por exemplo, existe um eixo no final do processo que está rotacionando devido a expansão do gás nas pás das turbinas. O eixo por sua vez, deve estar acoplado a um gerador que poderia funcionar por exemplo a partir da ideia da indução de Faraday, onde temos imãs que com o movimento de eixo da turbina, geram corrente, e na existência de um núcleo central para receber esse fluxo de elétrons, irá gerar energia (Van Wylen,2003).



Figura 2 - Representação de uma turbina a gás convencional. Fonte: Kawasaki

Dentro das turbinas de propulsão, podemos separar ainda mais dependendo do tipo de aeronave e do objetivo principal. Até um momento, temos as turbinas turbojet, turboprop, turboshaft, turbofan, propfan e advanced ducted fan engines (Sohret 2016).

A turbina turbojet (Fig1.) pode ser categorizada como motor de um e dois eixos. Em um motor turbojato de um eixo, o fluxo de ar é absorvido por uma entrada de ar e passa por um compressor de ar após a regulação do fluxo. Em seguida, o ar atinge alta pressão e fica mais quente durante o processo de compressão. O ar pressurizado reage com o combustível dentro da câmara de combustão. Como resultado dessa reação química, uma grande quantidade de calor é liberada. Os gases de combustão a alta temperatura passam pela turbina e possibilitam a geração de energia para fornecer ao compressor de ar e outros acessórios. Os gases de escape que saem da turbina atingem alta velocidade ao passar pelo bocal de escape. Os gases de escape em alta velocidade podem produzir empuxo e os veículos aéreos podem se mover graças ao empuxo. Como resultado dos avanços tecnológicos, surgiram os motores turbojato pós-combustor e é possível reagir os gases de escape com combustível para aumentar a geração de empuxo (Sohret 2016).

Turbinas turboprop são uma combinação de turbojet e hélice. Aqui, ao contrário do turbojet, o componente de turbina a gás do motor fornece energia para a hélice por meio de uma caixa de engrenagens, além do compressor de ar e acessórios. Além disso, a hélice desempenha um papel vital na geração de empuxo devido à baixa contribuição dos gases de escape do núcleo para o empuxo com base na baixa velocidade de exaustão (Sohret 2016).



Figura 3 - Representação de uma turbina turboprop convencional. Fonte: Aviacion

Turbinas turboshaft funcionam conforme o princípio da turboprop. A principal diferença entre um e outro é que o turboshaft é usado para operar helicópteros. Seu objetivo principal é fornecer energia a uma hélice acionada por eixo, não gerar empuxo, apesar de eles gerarem uma pequena proporção de empuxo (Sohret 2016).



Figura 4 - Representação de uma turbina turboshaft convencional. Fonte: Aviacion

Motores turbofan são o tipo mais avançado de motores a gás usados em veículos aéreos, especialmente em aeronaves comerciais. Os motores turbofan podem ter um ou dois eixos, semelhantes aos turbojatos e turboélices. No entanto, antes da entrada do motor principal, é montado um ventilador de ar. Este ventilador gira em alta velocidade e comprime o fluxo de ar como um compressor. Diferentemente de outros tipos de motores a gás, o fluxo de ar é separado em dois caminhos. O ar primário passa pelo motor principal, enquanto o ar secundário passa pelo bocal do ventilador e se mistura com os gases de escape no bocal de exaustão do motor. O empuxo gerado por um motor turbofan é, em sua maioria, proporcionado pelo ar secundário (Sohret 2016).



Figura 5 - Turbina turbofan. Fonte: Flyflapper

Os motores propfan são uma combinação dos motores de reação já existentes, com um novo conceito de hélice que os permite atingir as altas velocidades de cruzeiro dos turbojatos, com o rendimento propulsivo de um turbohélice. Este novo motor híbrido provou ser o mais eficiente dos conceitos de motores estudados para aviões com altas velocidades subsónicas de cruzeiro.



Figura 6 - Turbina propfan. Fonte Aeroflap

2.2 Configuração de turbinas a gás

É interessante antes de abordar sobre a modelagem teórica, evidenciar as possiblidades de componentes para uma turbina. O ciclo da turbina pode ser essencialmente escrito através de um sistema aberto ou fechado da seguinte forma:



Figura 7 - Sistema aberto e fechado do ciclo Brayton. Fonte: Shapiro 7ª Ed.

O ciclo fechado pode ser expresso por quatro processos internamente reversíveis. Temos a entrada de ar no compressor, onde ocorre a compressão isentrópica, em seguida temos a câmara de combustão onde temos a adição de calor no fluido de maneira isobárica, depois a turbina onde ocorre a expansão isentrópica e por fim, a troca de calor isobárica com o ambiente. No ciclo fechado representamos a troca de calor com o ambiente através do "Trocador de calor", mas na prática este não é um componente (Van Wylen,2003).

Um sistema simples de turbina a gás envolve somente uma turbina, uma câmara de combustão e um compressor. Podemos aumentar a complexidade do sistema adicionando mais turbinas, compressores e também injetando água ou ar através de um Bypass (Van Wylen,2003).

O Bypass é utilizado para otimizar o desempenho do sistema redirecionando uma parcela do ar de entrada. Em uma turbina, ele tem como principal objetivo melhorar a eficiência e proteger os componentes contra condições extremas de operação (Van Wylen,2003).

2.2.1 Compressor

Um compressor é um dispositivo que pressuriza um fluido de trabalho. Os tipos de compressores se dividem em três categorias, como mostrado na Figura 8. Os compressores de deslocamento positivo são usados para baixo fluxo e alta pressão (carga), compressores centrífugos são para fluxo médio e carga média, e compressores de fluxo axial são para alto fluxo e baixa pressão. Em turbinas a gás, os compressores de fluxo centrífugo e axial, que são compressores de fluxo contínuo, são os utilizados para obter alta pressão. Compressores

de deslocamento positivo, como as unidades do tipo engrenagem, são usados para sistemas de lubrificação em turbinas a gás (Boyce, 2002).



Figura 8 - Tipo de compressor para diferentes fluxos. Fonte: Boyce

Os turbos compressores transferem energia de maneira dinâmica de um membro rotativo para o fluido em fluxo contínuo. Os dois tipos de compressores utilizados em turbinas a gás são axiais e centrífugos. Quase todas as turbinas a gás que produzem mais de 5 *MW* possuem compressores de fluxo axial. Algumas turbinas a gás pequenas utilizam uma combinação de um compressor axial seguido por uma unidade centrífuga. A Figura 9 mostra um esquema de um compressor de fluxo axial seguido por um compressor centrífugo, uma combustão anelar e uma turbina de fluxo axial (Boyce, 2002).



Figura 9 - Turbina com compressor axial e centrífugo. Fonte Boyce 2002

Um compressor de fluxo axial comprime seu fluido de trabalho primeiro acelerando o fluido e depois difundindo-o para aumentar a pressão. O fluido é acelerado por uma fileira de aerofólios ou lâminas giratórias (o rotor) e difundido por uma fileira de lâminas estacionárias

(o estator). Nele, podem conter múltiplos estágios para atingir maiores relações de pressões (Boyce, 2002).

Em um compressor de fluxo axial, o ar passa de um estágio para o próximo, com cada estágio aumentando a pressão ligeiramente. Produzindo aumentos de baixa pressão onde podem ser obtidas eficiências muito altas. O uso de múltiplos estágios permite relações de pressão de até 40:1 (Boyce, 2002).

Os compressores centrífugos são usados em pequenas turbinas a gás e são as unidades acionadas na maioria dos trens de compressores de turbinas a gás. Eles são uma parte integrante da indústria petroquímica, encontrando uso extensivo devido à sua operação suave, grande tolerância a flutuações de processo e maior confiabilidade em comparação com outros tipos de compressores. Os compressores centrífugos variam em tamanho, desde relações de pressão de 1,3:1 por estágio até 13:1 em modelos experimentais. As discussões aqui são limitadas aos compressores usados em pequenas turbinas a gás. Isso significa que a relação de pressão do compressor deve estar entre 3-7:1 por estágio. Isso é considerado um compressor centrífugo altamente carregado. Com relações de pressão que excedem 5:1, os fluxos que entram no difusor a partir do rotor são supersônicos em seu número de Mach (M > 1,0). Isso requer um design especial do difusor (Boyce, 2002).

Fora parâmetros operacionais como relação de pressão, tamanho e eficiência, uma das principais diferenças entre os compressores é o sentido do fluxo do escoamento. Enquanto que o compressor axial mantém o fluxo no sentido em que ele capta o ar, o compressor centrífugo redireciona esse fluxo radialmente da maneira que for conveniente para o projeto (Boyce, 2002).

2.2.2 Câmara de combustão

Todos os combustores de turbinas a gás desempenham a mesma função, eles aumentam a temperatura do gás de alta pressão. O combustor de turbina a gás utiliza muito pouco do seu ar (10%) no processo de combustão. O restante do ar é usado para resfriamento e mistura. Novos combustores também estão circulando vapor para fins de resfriamento. O ar do compressor deve ser difundido antes de entrar no combustor (Boyce 2002).

Aumentar a temperatura nesse quesito é sinônimo de aumentar sua energia para o próximo passo do sistema. Temos uma câmara fechada para maximizar eficiência e controlar os gases da combustão, portanto pela primeira lei da termodinâmica, podemos fornecer trabalho ou calor para o sistema que ele irá ter uma variação de energia (Boyce, 2002).

Nesse caso, temos energia cinética, potencial e interna. Essencialmente o que estamos mudando na câmara é a energia interna do sistema, para posteriormente expandirmos na turbina gerando trabalho em forma de movimento de eixo.

A velocidade do ar que sai do compressor é de cerca de 400-600 pés/segundo (122-183 *m/seg*) e a velocidade no combustor deve ser mantida abaixo de 50 pés/segundo (15,2 *m/seg*). Mesmo nessas baixas velocidades, é necessário tomar cuidado para evitar que a chama seja carregada a jusante (Boyce, 2002).

A câmara de combustão é um aquecedor de ar direto no qual o combustível é queimado quase estequiometricamente com um terço ou menos do ar de descarga do compressor. Os produtos da combustão são então misturados com o ar restante para atingir uma temperatura adequada na entrada da turbina. Apesar das muitas diferenças de design nos combustores, todas as câmaras de combustão de turbinas a gás possuem três características: (1) uma zona de recirculação, (2) uma zona de queima (com uma zona de recirculação que se estende até a região de diluição) e (3) uma zona de diluição, como mostrado na figura 10. Dito estes três principais parâmetros, existem diferentes arranjos de câmara de combustão, todos com o mesmo intuito de tornar o processo o mais eficiente possível (Boyce, 2002).



Figura 10 - Câmara de combustão. Fonte: Boyce 2002

Além dos parâmetros operacionais para aumentar a eficiência, também podemos evidenciar dentro da câmara de combustão a queima do combustível e suas consequências. Um tópico extremamente importante na atualidade é o aquecimento global e a sustentabilidade (Boyce, 2002).

Ao longo de gerações, foram formulados diversos tipos de combustível, fósseis e renováveis, que podem ser inseridos para a queima do combustível. Alguns exemplos mais conhecidos são hidrogênio, etanol, metanol e diesel, mas também contamos com diversos combustíveis adaptados para aviação como querosene e Jet-A1 (Boyce, 2002).

De maneira simplificada, ao inserirmos na queima esses combustíveis nós estamos entrando com um número "x" de carbono, "y" de hidrogênio e "z" de oxigênio somados a uma parcela de ar que será mais detalhado na análise teórica. Como produto da reação, temos o dióxido de carbono (CO2) sendo um dos principais atuantes no aquecimento global e efeito estufa, vapor de água (H2O), Oxigênio (O2) que pode estar presente como excesso de ar por não participar da combustão e nitrogênio (N2) (Boyce, 2002).

2.2.3 Turbina

A última etapa dos processos consiste na turbina que tem o objetivo de tornar a expansão do ar em trabalho eixo ou propulsão. Existem dois tipos de turbinas utilizadas, as de fluxo axial utilizada em 95% dos casos e de fluxo radial.

Os dois tipos de turbinas fluxo axial e fluxo radial, podem ser divididos em unidades de tipo de impulso ou de reação. Turbinas de impulso realizam toda a queda de entalpia através dos bocais, enquanto a turbina de reação faz uma queda parcial tanto através dos bocais quanto das lâminas do impulsor (Boyce, 2002).

As turbinas de fluxo radial são mais recentes pois pouco se sabia sobre elas até meados dos anos 2000. As turbinas de fluxo axial eram atraentes pela pequena área frontal, fazendo delas usuais para a indústria aeronáutica. Entretanto, elas são muito compridas em relação as de fluxo radial, tornando-as vantajosas em situações específicas como em turbocompressores e em alguns tipos de expansores (Boyce, 2002).

A turbina radial tem muitos componentes semelhantes aos de um compressor centrífugo. Existem dois tipos de turbinas de fluxo radial: o tipo cantiléver e o tipo de fluxo misto (Boyce, 2002).

A turbina cantilever como mostrado na Figura 11, é semelhante a uma turbina de fluxo axial, mas com pás radiais. No entanto, a turbina cantilever não é popular devido a dificuldades de design e produção (Boyce, 2002).



Figura 11 - Turbina de fluxo radial Cantilever. Fonte: Boyce 2002

A turbina de fluxo misto conforme ilustrado na Figura 12 é quase idêntica a um compressor centrífugo, exceto que seus componentes têm funções diferentes. A voluta é usada para distribuir o gás uniformemente ao redor da periferia da turbina (Boyce, 2002).



Figura 12 - Turbina de fluxo misto. Fonte: Boyce 2002

A turbina de fluxo axial, assim como seu equivalente, o compressor de fluxo axial, possui um fluxo que entra e sai na direção axial. Existem dois tipos de turbinas axiais: (1) tipo impulso e (2) tipo reação. A turbina de impulso realiza toda a queda de entalpia no bocal; portanto, o fluxo entra no rotor com uma velocidade muito alta. A turbina de reação divide a queda de entalpia entre o bocal e o rotor similar a turbina anterior (Boyce, 2002).

2.2.4 Análise de turbina

A primeira lei da termodinâmica quantifica a energia (calor e trabalho) durante um processo ou um ciclo. A segunda lei estabelece a partir dos enunciados de Kelvin – Planck e Clausius condições para os processos ocorrerem, mas sem nenhuma relação numérica (Van Wylen,2003).

A exergia é um conceito desenvolvido por Josiah Willard Gibbs (1839–1903), posteriormente também conhecido como disponibilidade. Ela representa a quantidade máxima de trabalho que um sistema em um dado estado pode produzir sem violar as leis da termodinâmica (Van Wylen, 2003).

De acordo com Sohret et al. (2016), o uso da análise exergética para avaliar o desempenho de diferentes tipos de turbinas teve início por volta de 2001 e se expandiu significativamente ao longo dos anos. Diversos autores foram citados para a criação do banco de dados utilizado neste trabalho como Turan (2012 e 2016), Sohret et al. (2015), Aydin (2013^a e 2013b), Balli (2008, 2013 e 2017), Coban (2017a e 2017b) e Arsalis (2019).

Trabalhos de conclusão de curso também foram altamente valiosos para a obtenção dos resultados. O trabalho de Caldas (2021), que modelou em Matlab todos os artigos mencionados, mas, apenas para gás natural e jet-A1, o trabalho de Alcaide (2017) que avaliou turbinas aplicadas em um ambiente offshore e o trabalho de Martins (2023), que fez uma análise comparativa termodinâmica das emissões ao utilizar hidrogênio e querosene.

A maioria dos trabalhos citados realizaram uma análise exergética. A principal diferença deste estudo em relação aos demais é a abordagem generalizada adotada. Embora uma análise singular tenda a ser menos suscetível a imprecisões em um caso específico, o modelo generalizado apresenta a vantagem de oferecer maior precisão ao ser aplicado em diferentes cenários, ampliando sua utilidade e versatilidade em comparação com modelos exclusivos para situações específicas.

Com o objetivo principal de generalizar a análise, o código desenvolvido permite ao usuário selecionar diferentes combustíveis como Jet-A1, etanol, gás natural, hidrogênio e querosene. Também foi testado um caso envolvendo uma mistura de combustíveis desenvolvida por Arsalis (2019), composta por gás natural e hidrogênio.

De acordo com Sohret (2016), a análise de dados compilados de diversos artigos revelou que a eficiência exergética média dos compressores de ar é de 88,42%, enquanto a eficiência exergética das câmaras de combustão apresentam uma média entre 60% e 70% e as turbinas, a eficiência média atinge 98%. Esses resultados evidenciam que os maiores potenciais de melhoria estão concentrados no compressor e, principalmente, na câmara de combustão, tornando-os os alvos prioritários para investimentos em otimização.

Com o modelo proposto, deverá ser possível evidenciar esse tipo de informação, habilitando a identificação de oportunidades de melhoria em diferentes situações, incluindo cenários com o uso de instrumentos adicionais, como a comparação entre um modelo com e sem bypass por exemplo ou, com a mistura de combustível.

3 ANÁLISE TEÓRICA

3.1 Conceitos da termodinâmica

Para prosseguir com a análise, é interessante revisar alguns conceitos importantes utilizados. O primeiro é o conceito de volume de controle. Ele é definido arbitrariamente para estabelecer uma região no espaço. Nele, possuímos um volume fixo, ou seja, que não varia e pode conter um fluxo de entrada e saída de massa ou energia através de suas fronteiras.

O volume de controle na turbina, no compressor e na câmara de combustão abrangem a região entre a entrada, onde começa o processo de pressurização no compressor, aquecimento na câmara e expansão na turbina, e na saída dos respectivos componentes. Este volume de controle deve ser definido de maneira a incluir todos os elementos que afetam diretamente o desempenho da turbina, como a transferência de calor, o trabalho do eixo, o movimento de fronteiras e a acumulação de massa.



Figura 13 - Volume de controle de uma turbina de fluxo axial. Fonte: Shapiro 7 Ed

Conforme definido, o volume de controle é uma região no espaço delimitada onde o princípio da conservação de massa é aplicado. Assim, todo fluxo de massa que entra no volume de controle, demonstrado pelas setas na horizontal na figura 13, deve necessariamente sair, garantindo o balanço de massa no sistema. Portanto, podemos definir para um volume de controle que:

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{1}$$

A primeira lei da termodinâmica é um princípio fundamental que estabelece a conservação da energia em sistemas termodinâmicos. Ela afirma que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas transformada entre o sistema e seus arredores.

De forma simplificada, o balanço de energia pode ser descrito como a igualdade entre a variação da energia armazenada no sistema e a diferença entre a energia que entra e a que sai. Expandindo essa ideia, chega-se à expressão geral da Primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle:

$$\Delta \dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left[h_e + \frac{V_e^2}{2} + g_{rav} z_e \right] - \sum \dot{m}_s \left[h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right]$$
(2)

Sendo a energia cinética e potencial desprezíveis:

$$\Delta \dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \tag{3}$$

Onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor transferida para o volume de controle, $\Delta \dot{E}$ é a taxa de variação de energia, \dot{W} a potência realizada pelo volume de controle, e h a entalpia.

A segunda lei da termodinâmica, fundamentada em evidências experimentais, estabelece as condições e a direção em que os processos podem ocorrer. Essa lei é derivada de dois enunciados da termodinâmica: o Enunciado de Kelvin-Planck e o Enunciado de Clausius, respectivamente. O enunciado de Kelvin-Planck diz que: "É impossível construir uma máquina térmica que, operando em ciclo, converta toda a energia térmica recebida de uma única fonte em trabalho, sem qualquer outra troca de energia com o ambiente". Já o enunciado de Clausius, cita que: "É impossível, em um processo cíclico, transferir calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente sem a realização de trabalho".

Os enunciados afirmam que nenhuma máquina térmica possui uma eficiência perfeita pois sempre teremos perdas no meio do processo. Ao falar de eficiência, é interessante que seja entendido primeiro o conceito de reversibilidade e a espontaneidade de um processo.

Quando falamos sobre a espontaneidade de um processo, nós queremos saber como ele se comporta ao longo do tempo naturalmente, por exemplo, é natural que ao longo do tempo o calor vá de uma fonte quente para uma fria, nunca o contrário. Da mesma forma, ao soltar um objeto de certa altura, ele se move para baixo devido à gravidade, nunca para cima espontaneamente.

Esse comportamento nos leva ao conceito de reversibilidade. Se diz que um processo é irreversível quando ele não ocorre no sentido contrário de maneira natural como nos exemplos citados anteriormente. Alguns fenômenos clássicos irreversíveis incluem o atrito, efeito Joule, fenômenos dissipativos em geral, troca de calor e outros.

Na prática, todos os processos são irreversíveis. No entanto, trabalhamos com o conceito de processos internamente reversíveis para simplificar análises. Um processo é considerado internamente reversível quando as irreversibilidades se manifestam

exclusivamente na vizinhança do sistema, enquanto o sistema em si permanece livre de irreversibilidades.

Por exemplo, imagine que uma pedra muito quente seja jogada no oceano (considerando o oceano como o sistema). A pedra experimentará uma troca de calor intensa e irreversível, enquanto o oceano absorverá esse calor, mas sua temperatura aumentará de maneira praticamente imperceptível, de forma infinitesimal. Nesse caso, as irreversibilidades ocorrem apenas na vizinhança (a pedra), mantendo o sistema (o oceano) como internamente reversível.

Entendendo esses conceitos, podemos entender melhor o enunciado de Clausius que leva à definição de uma nova propriedade chamada entropia. A irreversibilidade dos processos em uma máquina térmica exalta uma menor eficiência de um ciclo. Deste modo, foi determinando por Clausius em 1865 a relação conhecida como desigualdade de Clausius:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0 \left[\frac{kJ}{K} \right] \tag{4}$$

Em outras palavras, quando existem irreversibilidades internas essa equação é maior que zero. Quando não temos irreversibilidades internas, ou no nosso caso, temos um processo internamente reversível, ela se iguala a zero. O que nos leva a concluir que, a desigualdade depende apenas do estado, e não do processo.

Surge uma propriedade termodinâmica que damos o nome de entropia, representado pela letra "*S*" e podemos estabelecer que, obtemos a maior quantidade de trabalho a partir de um processo reversível ou internamente reversível.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{int \ rev} \left[\frac{kJ}{K}\right] \tag{5}$$

Como dito anteriormente, sempre teremos irreversibilidades e, portanto, haverá a geração de entropia na troca de calor de uma máquina térmica. Essa geração de entropia está diretamente ligada com irreversibilidade do processo ou destruição de exergia.

3.2 Exergia

Exergia é o potencial de trabalho útil de um sistema em um ambiente especificado. Em outras palavras, é a máxima quantidade de trabalho útil que pode ser obtida à medida que o sistema ou volume de controle tende ao equilíbrio com o seu ambiente.

Assumindo para este trabalho que as contribuições da exergia cinética e potencial foram desprezadas, sendo uma hipótese muito comum entre os artigos por serem valores

desprezíveis. A exergia total para um fluxo de matéria através de um volume de controle pode ser determinado por:

$$\dot{E}_{x} = \dot{m}(ex^{CN} + ex^{PG} + ex^{QM} + ex^{FS})$$
(6)

Sendo ex^{CN} exergia cinética, ex^{PG} exergia potencial, ex^{QM} exergia química e ex^{FS} exergia física. Será desconsiderado a exergia cinética e potencial assim como para o item (10). Temos então para a exergia física:

$$ex^{FS} = c_p \left[T - T_0 ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + R T_0 ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$
(7)

E para exergia química considerando um combustível líquido genérico $C_x H_y O_z$:

$$ex^{QM} = \left(1,041 + 0,01728 * \frac{y}{x} + 0,0432 * \frac{z}{x}\right) * LHV$$
(8)

Onde teremos como possibilidade de escolha de combustível: Hidrogênio (H_2), gás natural (CH_4), Etanol (C_2H_6O), Querosene ($C_{12}H_{26}$), Jet-A1 ($C_{12}H_{23}$), e três casos particulares, um para o Sohret (2015) com querosene ($C_{11}H_{21}$), Aydin (2015) com gás natural ($CH_4N_{1.4}$) e Arsalis (2019) com a mistura de gás natural com hidrogênio ($H_2 + CH_4$). É possível adicionar novos combustíveis ou novas misturas quando desejado, mas para os artigos selecionados apenas esses foram necessários.

Na ausência de exergia nuclear e magnética, temos três formas de transferência de exergia: Transferência por calor, trabalho e vazão mássica. Já sabemos que, ao trocar de calor com o ambiente, uma parte é perdida para o meio. Conseguimos quantificar as irreversibilidades deste processo utilizando a desigualdade de Clausius mostrada na equação (5). Nesse caso, a irreversibilidade será a entropia gerada ou, a exergia destruída, logo:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) * \dot{Q}_k \tag{9}$$

Temos a exergia ou disponibilidade por unidade de massa para um escoamento, onde:

$$\varphi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0)$$
(10)

$${}_{1}\dot{W}_{2} = (h_{e} - h_{s}) - T_{0}(s_{e} - s_{s}) + \frac{V_{e}^{2} - V_{s}^{2}}{2} + g(z_{e} - z_{s})$$
(11)

E por fim, o trabalho útil ou disponível. Nem todo trabalho realizado pelos dispositivos está em uma forma utilizável. Por exemplo, na expansão de um gás em um sistema cilindro pistão, parte do trabalho é utilizado para deslocar o ar atmosférico sobre o pistão. Temos com isso o conceito de trabalho de fronteira realizado pela ou contra a vizinhança durante um processo. O trabalho útil pode ser contabilizado pela diferença entre o trabalho real e o trabalho da vizinhança:

$$W_{\text{útil}} = W_{real} - W_{vizinhança} = W_{real} - P_0(V_{ol\ 2} - V_{ol\ 1})$$
(12)

Podemos somar as contribuições das irreversibilidades e temos a análise exergética para um volume de controle:

$$\varphi_{des} = T_0 * \dot{S}_{ger} \tag{13}$$

$$\dot{W}_{rev} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) * \dot{Q}_k + \sum \dot{m}_e \varphi_e - \sum \dot{m}_s \varphi_s - \left(\frac{d}{dt}[me] - T_0 \frac{dS}{dt}\right) + P_0 \dot{V}_{ol}$$
(14)

Duas áreas importantes de aplicação na termodinâmica são a geração de energia e refrigeração. Ambos são resultados de sistemas que operam em um ciclo termodinâmico e, consistem em uma sequência de procedimentos que utilizam da transferência de calor e trabalho para o produto final.

Os ciclos encontrados em máquinas reais são difíceis de serem analisados pela presença de complicações como a fricção e ausência de tempo suficiente para estabilizar o sistema em condições de equilíbrio durante o ciclo. Para fazer um estudo analítico, precisamos ponderar o nível de complexidade e utilizar algumas idealizações. Enquanto que o ciclo real é coberto de irreversibilidades internas, no caso analítico, acabamos com um ciclo similar, mas feito inteiramente por processos internamente reversíveis (Cengel 2011).



Figura 14 - Diferença entre ciclo real e ideal. Fonte: Cengel 2011

Um conceito importante no estudo dessa área é o ciclo de Carnot. O ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis e representa um ciclo ideal dentro da termodinâmica. Em outras palavras, é o ciclo que possui a maior eficiência térmica possível.

Apesar de ser um modelo irreal pois não leva em consideração nenhuma das várias irreversibilidades presentes, ele nos leva ao ciclo Brayton ideal estudado nesse trabalho. O ciclo Brayton foi proposto inicialmente por George Brayton em 1870 para a utilização em turbinas desenvolvidas por volta de sua época. Atualmente, ele é utilizado para turbinas a gás e representa o ciclo ideal das turbinas.

Foi mencionado anteriormente na figura 7 que ele pode ser representado por um ciclo fechado com quatro processos internamente reversíveis. Compressão isentrópica, adição de calor isobárica, expansão isentrópica e perda de calor isobárico. O esquema completo de uma turbina, incluindo os componentes adicionais propostos no modelo, seria composto por:



Figura 15 - Esquema de turbina com Bypass. Fonte: Coban 2017

O cálculo da análise em ambas as rotinas é idêntico. O que muda são os dados de entrada disponíveis para o usuário. Enquanto que, na primeira rotina teremos como entrada as vazões, pressão e temperatura, na segunda rotina teremos as vazões, eficiência isentrópica e razão de pressão.

3.2.1 Compressor de baixa pressão

Tratamos das análises dos componentes como se estivessem em regime permanente. Isto é, não há fluxo de matéria e troca de calor, e a lei da conservação de massa (1) pode ser aplicada desta forma:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ar} \left[\frac{kg}{s} \right] \tag{15}$$

Onde \dot{m}_{ar} é a massa de fluxo de ar dado como entrada pelo usuário. A temperatura T_1 será um dado de input do usuário assim como o Bypass caso seja adicionado em ambas as ferramentas. A vazão de ar desviada deve ser descontada no cálculo da potência, portanto com o novo componente a equação fica:

$$\dot{W}_{LPC} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_{BP}) * (c_{p2} * T_2 - c_{p1} * T_1) [kW]$$
(16)

Assumindo Ra como constante do ar, c_p foi estabelecido como:

$$c_{p,ar}(T) = Ra(3,335 + 0.575 * 10^{-3}T - 0.016 * 10^{5} * T^{-2}$$
(17)

Vale ressaltar que, o $c_{p,ar}$ influencia muito na análise e foi encontrado várias formas de calcula-lo ao longo dos artigos. Esse modelo foi estabelecido como genérico e, para melhores resultados, é válido altera-lo diretamente no código.

No primeiro design, todas as temperaturas e pressões são dados de entrada. No segundo design, apenas T_1 e P_1 são especificados. Assim, é necessário determinar os demais parâmetros através de uma relação entre a temperatura, a eficiência isentrópica e a razão de pressão, dado por:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_{ise_{comp}}} \left(R_{p_1}^{\frac{(k_1 - 1)}{k_1}} - 1 \right) \right)$$
(18)

Onde R_{p1} é a razão de pressão, k_1 o coeficiente de expansão adiabática ou, razão entre o $c_{p,ar1}$ e $c_{v,ar1}$, e $\eta_{ise_{comp}}$ a eficiência isentrópica.

$$R_{p1} = \frac{P_2}{P_1}$$
(19)

$$k_1 = \frac{c_{p,ar1}}{c_{v,ar1}}$$
(20)

Através do conceito de eficiência isentrópica, podemos obter o rendimento energético pelas equações:

$$\mu_{LPC} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Ra}{c_{p,ar}\left(\frac{T_1 + T_2}{2}\right)}\right)}$$
(21)

$$\eta_{LPC} = \left(\frac{P_2 \left(\frac{\mu_{LPC} - 1}{\mu_{LPC}}\right) - 1}{P_1}\right) / \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$
(22)

A eficiência exergética Ψ pode ser definida como a razão de exergia que sai pela que entra. Assim como na potência, caso seja implementado o Bypass, a exergia também precisa ser descontada, logo:

$$\Psi_{LPC} = \frac{\dot{E}_{x_{out,LPC}} + \dot{E}_{BP} - \dot{E}_{x_{in,LPC}}}{\dot{W}_{LPC}}$$
(23)

3.2.2 Compressor de alta pressão

De maneira análoga ao compressor de baixa pressão, podemos aplicar a lei de conservação de massa (1), portanto:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ar} \left[\frac{kg}{s} \right] \tag{24}$$

A potência do compressor de alta pressão pode ser definida semelhante ao compressor de baixa pressão, se tivermos um Bypass teremos:

$$\dot{W}_{HPC} = (\dot{m}_3 - \dot{m}_{BP}) - (c_{p3} * T_3 - c_{p2} * T_2) [kW]$$
(25)

E para encontrar o T_3 no segundo design, assim como no compressor de baixa pressão:

$$T_{3} = T_{2} \left(1 + \frac{1}{\eta_{ise_{comp}}} \left(R_{p2}^{\frac{(k_{2}-1)}{k_{2}}} - 1 \right) \right)$$
(26)

Para a eficiência isentrópica:

$$\mu_{LPC} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Ra}{c_{p,ar}\left(\frac{T_2 + T_3}{2}\right)}\right)}$$
(27)

$$\eta_{LPC} = \left(\frac{P_3 \left(\frac{\mu_{HPC} - 1}{\mu_{HPC}}\right) - 1}{P_2}\right) / \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)$$
(28)

Para a eficiência exergética com e sem Bypass:

$$\Psi_{HPC} = \frac{\dot{E}_{x_{out,HPC}} + \dot{E}_{BP} - \dot{E}_{x_{in,HPC}}}{\dot{W}_{HPC}}$$
(29)

3.2.3 Câmara de combustão

Na câmara de combustão, ocorre a mistura do ar com o combustível e, caso seja de interesse, a introdução de água no sistema como o caso de Aydin (2013). Como resultado, a partir dela teremos uma composição que combina os gases da combustão com o ar e a água, estabelecendo para a lei de conservação de massa (1):

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_f + \dot{m}_w = \dot{m}_4 = \dot{m}_g \left[\frac{kg}{s}\right]$$
 (30)

Onde \dot{m}_f é a vazão de combustível, \dot{m}_w a vazão de água e \dot{m}_g a vazão de gás, sendo o produto da mistura das três vazões mencionadas.

Agora com uma mistura de gases, temos que:

$$c_{p_g} = \sum f_i R_i (A + 10^3 BT + 10^{-5} DT^{-2})$$
(31)

Onde f_i é a fração molar de cada componentes e R_i a constante universal para cada gás da composição do fluido de ar + combustível. Para os índices A, B e D conseguimos extrair da tabela abaixo:

Tabela 1 - Coeficientes para constante universal do gás. Fonte: Smith, J, M, Van Ness, H, C, Abbott

Espécie química	А	В	D
Ar	3,355	0,575	-0,016
<i>CO</i> ₂	5,457	1,045	-1,157
02	3,639	0,506	-0,227
N ₂	3,28	0,593	0,04
H ₂ 0	3,47	1,45	0,121

A massa de cada componente em $\left[\frac{kg}{mol}\right]$ pode ser retirada de uma tabela periódica na literatura. Com isso, conseguimos calcular a massa do combustível multiplicando pelo número de mols ao introduzir o combustível genérico $C_x H_y O_z$. Conseguimos notar alguns detalhes analisando a estequiometria de combustão para o ar seco:

$$C_x H_y O_z + \lambda m \left(O_2 + 3,76 \, N_2 \right) \to x C O_2 + \frac{y}{2} H_2 O + (\lambda - 1) m O_2 + 3,76 \lambda m N_2 \tag{32}$$

É possível evidenciar o índice que multiplica cada componente, sendo eles o número de mols de cada "n" e "m" a soma total de mols do combustível, logo:

$$nCO_2 = x \tag{33}$$

$$nH_2O = \frac{y}{2} \tag{34}$$

$$nO_2 = (\lambda - 1)m \tag{35}$$

$$nN_2 = 3,76\lambda m \tag{36}$$

Com isso, temos para o combustível:

$$nCombustivel = \dot{m}_f / Mg$$
 (37)

Onde Mg é a massa do combustível. Para encontrar o número de mols de todos os componentes precisamos achar o λ que é o fator de excesso de ar. Ele é um parâmetro que indica a proporção de ar disponível para a combustão em relação ao ar necessário para a queima do combustível, e pode ser obtido com as seguintes equações:

$$AF_{mol}^s = m * (1 + 3,76) \tag{38}$$

$$AF_m^s = AF_{mol}^s * M_{ar} / Mcombustivel$$
⁽³⁹⁾

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ar}/\dot{m}_f}{AF_m^s} \tag{40}$$

Onde AF_{mol}^s é a relação de ar combustível na forma molar e AF_m^s é a relação de ar combustível na forma mássica. Com isso, pegamos todos os parâmetros necessários para o cálculo na câmara de combustão.

Lembrando que eficiência exergética é a razão de exergia que sai pela que entra. Portanto, temos como entrada na câmara de combustão a exergia física e química da queima de combustível e como saída a exergia que sai da câmara de combustão, logo:

$$\dot{E}_{x_{comb}} = e x^{QM} * LHV \tag{41}$$

A exergia do combustível precisou ser corrigida para o caso do H_2 onde, segundo Kotas (1985):

$$\dot{E}_{x_{comb,H2}} = 0.985 * LHV$$
 (42)

Adicionando a parcela do gás natural temos para o cálculo da exergia:

$$\dot{E}_{x_{comb}} = 0,985 * LHV * f_{mass(H2)} + 1,042 * LHV * f_{mass(Gás Natural)}$$
(43)

Onde f_{mass} corresponde a fração mássica de cada combustível. Temos então para a eficiência exergética da câmera de combustão:

$$\Psi_{CC} = \frac{\dot{E}_{CC_{out}}}{\left(\dot{E}_{x_{out,HPC}} + \dot{E}_{comb}\right)}$$
(44)

3.2.4 Turbina de alta pressão

A análise da turbina é semelhante à do compressor, envolvendo o balanço exergético e energético do componente em um volume de controle em regime permanente. No entanto, ao contrário do sistema antes da câmara de combustão onde o fluxo de massa era composto apenas por ar, agora o fluxo inclui os produtos da combustão. Assim, aplicando a lei da conservação da massa, obtém-se:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_g \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{45}$$

E da mesma forma que o compressor, temos para a potência da turbina de alta pressão:

$$\dot{W}_{HPT} = -\left(\left(\dot{m}_4 + \dot{m}_f - \dot{m}_{bp}\right)\left(c_{p4_g} * T_4 - c_{p5_g} * T_5\right)\right)[kW]$$
(46)

O c_{p_g} foi expresso na equação (35). Para o segundo design, foi necessário utilizar uma função do matlab através do balanço energético na câmara de combustão para encontrar T_4 . Em seguida, podemos utilizar a seguinte relação com a eficiência isentrópica da turbina $\eta_{ise_{turb}}$, $k_3 \in R_{p3}$:

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_{ise_{turb}} \left(R_{p3}^{\frac{(k_3 - 1)}{k_3}} \right) \right)$$
(47)

$$R_{p3} = \frac{P_4}{P_5}$$
(48)

Para a eficiência isentrópica:

$$\mu_{HPT} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Rg}{c_{pg}\left(\frac{T_5 + T_4}{2}\right)}\right)}$$
(49)

$$\eta_{HPT} = \left(\frac{T_5}{T_4} - 1\right) / \left(1 - \left(R_{p3}^{\left(\frac{1 - \mu_{HPT}}{\mu_{HPT}}\right)}\right)\right)$$
(50)

Onde Rg é a constante dos gases da combustão definido por:

$$R_g = \frac{R}{M_g} \tag{51}$$

E para a eficiência exergética com e sem Bypass:

$$\Psi_{HPT} = \frac{\dot{W}_{HPT}}{\left(\dot{E}_{x_{in,HPT}} + \dot{E}_{BP}\right) - \dot{E}_{x_{out,HPT}}}$$
(52)

3.2.5 Turbina de baixa pressão

A turbina de baixa pressão não difere muito da turbina de alta pressão, portanto, podemos estabelecer pela lei da conservação de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_g \left[\frac{Kg}{s}\right] \tag{53}$$

Para a potência com ou sem Bypas:

$$\dot{W}_{LPT} = -\left(\left(\dot{m}_4 + \dot{m}_f - \dot{m}_{bp}\right) \left(c_{p6_g} * T_6 - c_{p5_g} * T_5\right)\right)$$
(54)

Para o segundo design assim como nos outros componentes é necessário encontrar T_6 , logo:

$$T_6 = T_5 \left(1 - \eta_{ise_{turb}} \left(R_{p4}^{\frac{(k_4 - 1)}{k_4}} \right) \right)$$
(55)

Para a eficiência isentrópica:

$$\mu_{LPT} = \frac{1}{\left(1 - \frac{Rg}{c_{pg}\left(\frac{T_6 + T_5}{2}\right)}\right)}$$
(56)

1

$$\eta_{LPT} = \left(\frac{T_6}{T_5} - 1\right) / \left(1 - \left(R_{p4}^{\left(\frac{1 - \mu_{LPT}}{\mu_{LPT}}\right)}\right)\right)$$
(57)

E para a eficiência exergética com e sem Bypass:

$$\Psi_{LPT} = \frac{\dot{W}_{LPT}}{\left(\dot{E}_{x_{in,LPT}} + \dot{E}_{BP}\right) - \dot{E}_{x_{out,LPT}}}$$
(58)

3.2.6 Análise global da turbina

A potência líquida da turbina depende diretamente da quantidade de turbinas e compressores presentes no sistema. Basicamente, o cálculo consiste em subtrair a potência total das turbinas da potência total dos compressores. O sistema pode conter até dois componentes de cada tipo. Por exemplo, se o sistema contar com uma turbina e dois compressores, a potência líquida será obtida subtraindo a potência da turbina da soma das potências dos dois compressores. Assim, de forma geral, temos a seguinte expressão:

$$\dot{W}_{TT} = \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} - \dot{W}_{HPC} - \dot{W}_{LPC} [kW]$$
(59)

Para a eficiência global do sistema, temos para a energia e para e exergia respectivamente:

$$\eta_{TT} = \frac{\dot{W}_{TT}}{\dot{m}_f * LHV} \tag{60}$$

$$\eta_{ex,TT} = \frac{\dot{W}_{TT}}{\dot{E}_{x_{comb}}} \tag{61}$$
4 METODOLOGIA

O objetivo principal deste trabalho é realizar uma análise energética e exergética aplicada a qualquer tipo de turbina disponível no mercado. A abordagem adotada baseia-se nos conceitos de balanço da primeira e segunda leis da termodinâmica descritos ao longo do relatório, sendo os resultados comparados com dados da literatura para estabelecer uma métrica confiável de avaliação. O critério de avaliação dos dois códigos é direto e objetivo. Os dados extraídos dos artigos foram utilizados como input em ambos os modelos para obter os resultados processados no MATLAB.

Para implementar a rotina do projeto, foi utilizado o software MATLAB, enquanto o Excel foi empregado para o registro dos dados e apresentação dos resultados. Foram desenvolvidos dois códigos distintos para atender ao objetivo do estudo, mantendo a metodologia de análise entre os dois designs, mas permitindo a variação nos dados de entrada.

Durante a implementação da rotina no Matlab, foram adotadas diversas hipóteses para atender às demandas do projeto, dentre as quais se destacam:

 Redução de 5% - 6% de pressão entre o compressor de alta pressão e câmara de combustão (variando entre os artigos);

 Utilização do conceito de eficiência isentrópica, definida pela razão entre o trabalho real e o trabalho ideal indicando as perdas por irreversibilidades. A mesma foi definida como 96% para a análise da segunda rotina, ou seja, perda de 4% por irreversibilidades estabelecido pela média dos artigos;

- Hipótese de ar seco para os cálculos de combustão;

- Exergia cinética e potencial desprezíveis.

- Vazão mássica permanece constante por todo o ciclo
- Todos os componentes são isolados, não havendo troca de calor entre os mesmos

A temperatura e a pressão ambiente, responsáveis por definir o estado morto do sistema, foram configuradas como entradas fornecidas pelo usuário para cada artigo analisado.

O modelo de c_p apresentou variações entre os autores, sendo um parâmetro crucial, já que mesmo pequenas flutuações impactavam significativamente nos resultados. Para este trabalho foi adotado um modelo genérico apresentado nas fórmulas (18) e (36). Quando a eficiência ultrapassava resultados de 100% nas turbinas ou na câmara de combustão, testouse utilizar o c_{pq} entre a média das temperaturas como alternativa para o cálculo da potência das turbinas. Em análises futuras, ele poderá ser ajustado como um dado de entrada definido pelo usuário.

No primeiro modelo, é necessário fornecer informações detalhadas, incluindo vazões de combustível, ar, Bypass e água, todas as temperaturas e pressões, o valor do LHV, a quantidade de turbinas e compressores e, caso haja Bypass, especificar em qual compressor ele entra e de qual turbina ele sai.

No segundo modelo, os dados exigidos incluem as vazões de combustível, ar, Bypass e água, a temperatura e pressão iniciais, a razão de pressão de cada componente, a eficiência isentrópica dos compressores e turbinas, o valor do LHV, a quantidade de turbinas e compressores e, de forma similar ao primeiro modelo, a especificação do ponto de entrada e saída do Bypass no sistema.

Uma vez que obtemos os resultados, podemos transcreve-lo no Excel e fazer uma comparação do erro relativo percentual do valor obtido com o real, logo:

$$\left|\frac{(Valor_{obtido} - Valor_{real})}{Valor_{real}}\right| * 100$$
(63)

Alguns resultados apresentaram valores negativos, o que poderia distorcer o cálculo da média. Para evitar esse impacto, foi considerado o módulo dos valores obtidos.

É possível também calcular o desvio padrão amostral "s" para resultados:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}}$$
(64)

Onde x_i é o valor individual da amostra, \bar{x} o valor médio e "n" o tamanho da amostra. Com ambos, conseguimos medir a acurácia e precisão dos resultados, avaliando se está bem modelado e quais possíveis melhorias poderiam ser implementadas. Para cada artigo analisado, foi calculado o desvio padrão amostral dos erros relativos dos parâmetros investigados de cada componente e da turbina como um todo. Resultados atípicos, também conhecidos como "outliers", foram excluídos do cálculo da média para garantir maior precisão nos dados apresentados. No entanto, esses valores serão devidamente analisados e discutidos ao longo do texto.

Também foi avaliado um caso específico envolvendo a mistura de combustíveis, no qual foram calculados diferentes valores de LHV para diversas proporções de hidrogênio e gás natural. Foi feito a análise no matlab aumentando em 20% de hidrogênio em cada caso até alcançar 100%. Apesar do artigo não apresentar resultados completos de todos os componentes da análise, o que impede uma comparação abrangente, ele destaca o trabalho

da turbina para uma vazão especificada. Isso possibilita a estimativa de outros valores de LHV e vazão para diferentes proporções de combustíveis injetados. Assim, este caso não se trata de uma validação direta, mas sim de uma projeção do que a ferramenta pode fornecer ao usuário, juntamente com a análise do impacto da injeção de cada combustível e da adição de água no processo.

Nas tabelas a seguir, serão introduzidos os dados de entrada em cada artigo. Inicialmente, os dados em comum tanto no artigo um quanto no artigo dois são o LHV, combustível, quantidade de compressores, quantidade de turbinas e vazões, logo:

Literaturas	Combustível	LHV $\left[\frac{btu}{lb}\right]$	Qtd de Comp	Qtd de Turb
Coban (teste 1)	Jet A1	42800	2	2
Coban (teste 2)	Jet A1	42800	2	2
Coban (teste 3)	Jet A1	42800	2	2
Coban (teste 4)	Jet A1	42800	2	2
Balli 2017	Jet A1	42800	1	2
Turan 2016	Jet A1	42800	2	2
Aydin 2013	Gás natural	44600	2	2
Sohret 2015	2015 Querosene		2	1
Arsalis 2019	Gás natural + H2	45048	1	1

Tabela 2 - Dados de input para o Matlab

Grande parte dos artigos são voltados para a indústria aeronáutica, prevalecendo o uso do combustível Jet A1. É desafiador encontrar artigos onde o propósito da turbina seja somente o de geração de energia. Geralmente, turbinas com esse objetivo apresentam uma variedade maior de combustíveis como gás natural, diesel e outros.

Em seguida será tabelado as vazões em $\left[\frac{kg}{s}\right]$, sendo elas dados de input também para os dois códigos:

Literaturas	$\dot{m}_{ar}\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_f\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_{BP}\left[\frac{kg}{s}\right]$	$\dot{m}_{w}\left[\frac{kg}{s}\right]$	Entrada (BP)	Saída (BP)
Coban (teste 1)	4,44	0,06	0,09	0	1	2
Coban (teste 2)	5,18	0,08	0,10	0	1	2
Coban (teste 3)	5,44	0,10	0,11	0	1	2
Coban (teste 4)	5,51	0,11	0,11	0	1	2
Balli 2017	4,18	0,094	0	0	0	0
Turan 2016	5,50	0,106	0	0	0	0
Aydin 2013	119,50	2,39	0	2,3	0	0
Sohret 2015	88,41	1,213	0	0	0	0
Arsalis 2019	39,71	0,727	0	0	0	0

Tabela 3 - Dados de input para o Matlab

Onde a entrada (BP) e saída (BP) possuem opção 1 e 2. Para a entrada, um significa compressor de baixa pressão e dois compressores de alta pressão. Inversamente para a saída, um significa turbina de alta pressão e dois baixa pressão.

4.1 Ferramenta de análise

Para a ferramenta de análise, é necessário dar entrada nos dados de pressão [kPa] e temperatura em [K] para todos os estágios, portanto:

Literaturas	<i>T</i> ₁ [<i>K</i>]	$T_2[K]$	$T_3[K]$	$T_4[K]$	$T_5[K]$	$T_6[K]$
Coban (teste 1)	288,15	410,16	546,64	1090,15	863,15	722,23
Coban (teste 2)	288,15	419,16	573,89	1191,15	930,15	745,45
Coban (teste 3)	288,15	429,22	599,04	1283,7	1010,55	797,81
Coban (teste 4)	288,15	433,42	605,67	1327,5	1054,15	833,17
Balli 2017	298,15	298,15	592,43	1293,65	1063,15	929,8
Turan 2016	288	423	613	1373	1063	843
Aydin 2013	288	383	815	1550	1144	770
Sohret 2015	288,25	455,37	652,59	1144,26	866,48	0
Arsalis 2019	288	288	708	1445	828	0

Tabela 4 - Dados de input de temperatura em Kelvin para a primeira ferramenta

Em alguns casos com somente um compressor ou uma turbina, o valor de temperatura foi repetido ou igualado a zero. A temperatura T_1 representa a condição de temperatura inicial do sistema sendo replicada para o segundo código. Ela é a temperatura de entrada do compressor de baixa pressão. T_2 é a temperatura e saída do compressor de baixa pressão e entrada do compressor de alta pressão, e assim por diante. Assim como a temperatura, temos a tabela com os dados da pressão em [kPa] para o primeiro design:

Literaturas	$P_1[kPa]$	$P_2[kPa]$	$P_3[kPa]$	$P_4[kPa]$	$P_5[kPa]$	$P_6[kPa]$
Coban (teste 1)	92	264,28	669,85	637,12	215,44	97,44
Coban (teste 2)	92	286,39	802,06	764,17	255,06	99,52
Coban (teste 3)	92	301,62	889,94	848,55	282,67	99,63
Coban (teste 4)	92	308,45	912,46	870,87	292,54	99,69
Balli 2017	101,33	101,33	911,93	884,57	260,17	104,07
Turan 2016	101,3	340	1040	998	297	109
Aydin 2013	100,7	247	3034	2882	724	111
Sohret 2015	101,353	434,37	1378,951	1337,582	193,053	0
Arsalis 2019	101,325	101,325	1702,26	1617,147	107,405	0

Tabela 5 - Dados de input de pressão em kPa para a primeira ferramenta

A lógica das temperaturas se repete na pressão, portanto P_1 é dado da pressão ambiente, valores repetidos ou zerados constam que não há um componente e P_1 representa a entra do compressor de baixa pressão, P_2 a saída do compressor de baixa pressão e entrada do compressor de alta pressão, e assim por diante.

4.2 Validação da ferramenta de design

Para a segunda ferramenta, é necessário fornecer diferente do primeiro design, os dados de razão de pressão e as eficiências isentrópicas do compressor e turbina. Também é necessário fornecer a temperatura e pressão inicial presentes nas tabelas 4 e 5 respectivamente, logo:

Literaturas	R_{p1}	R_{p2}	R_{p3}	R_{p4}
Coban (teste 1)	2,87	2,53	2,96	2,21
Coban (teste 2)	3,11	2,80	3	2,56
Coban (teste 3)	3,28	2,95	3	2,84
Coban (teste 4)	3,35	2,96	2,98	2,93
Balli 2017	1	9	3,40	2,50
Turan 2016	3,36	3,05	3,36	2,72
Aydin 2013	2,45	12,28	3,98	6,52
Sohret 2015	4,29	3,17	6,93	1
Arsalis 2019	1	16,80	15,06	1

Tabela 6 - Dados de input de razão de pressão para a segunda ferramenta

Onde R_{p1} foi mencionado na equação (19) e R_{p3} na equação (51). R_{p2} e R_{p4} seriam:

$$R_{p2} = \frac{P_3}{P_2}$$
(65)

$$R_{p4} = \frac{P_5}{P_6}$$
(66)

Assim como a razão de pressão, a eficiência isentrópica do compressor e da turbina na prática devem ser impostos pelo usuário para avaliação própria. Para a validação, a eficiência isentrópica foi calculada a partir da ferramenta 1 em cada componente conforme as equações (18) (28) (50) e (59).

4.3 Análise da mistura de combustível

Assim como em casos de um combustível, a ferramenta deve ser capaz de prever o potencial exergético com a mistura de combustíveis. Reforçando que, neste caso, o artigo de Arsalis (2019) não evidenciava todos os parâmetros para uma validação completa, mas ele permitiu definir parâmetros como razão ar combustível para padronização do estudo. Entretanto, foi possível estipular outros parâmetros para a comparação do potencial exergético com diferentes porcentagens de cada combustível.

Portanto, inicialmente foi calculado a quantidade de átomos para a equação genérica de combustível e a vazão em oito casos diferentes:

Literaturas	% <i>CH</i> ₄	% H ₂	С	H	$\dot{m}_a \left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_f\left[\frac{kg}{s}\right]$	$LHV\left[\frac{btu}{lb}\right]$
Caso 1	100	0	1	4	40,16	0,74	44000
Caso 2	80	20	1	8	35,78	0,55	59200
Caso 3	60	40	1	14,7	33,20	0,44	74400
Caso 4	50	50	2	20	27,39	0,40	82000
Caso 5	40	60	1	28	31,46	0,37	89600
Caso 6	20	80	1	68	30,22	0,31	104800
Caso 7	0	100	0	2	29,30	0,27	120000

Tabela 7 - Dados da análise de mistura de combustível

O caso de referência é dado de input nas duas ferramentas, ou seja, o caso relatado de fato no artigo do Arsalis 2019. Para a elaboração da análise, foi forçado o valor da relação de excesso de ar λ com o valor de referência em todos os casos (λ = 3,1383). Foi uma hipótese necessária para não diluir a energia liberada. Em seguida, a partir dele na equação (45) encontramos a vazão em cada caso. Em seguida, para corrigir a vazão de combustível, foi feito o seguinte cálculo:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f,ref} * \frac{LHV_{ref}}{LHV} \tag{67}$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Resultados da ferramenta de análise

A seguinte tabela demonstra os resultados com o desvio percentual do resultado real e o desvio padrão amostral da taxa de energia e exergia em *kW*:

Literaturas	LPC	НРС	CC	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	587,47	681,94	678,65	1179,7	768,39	6,27
Coban (teste 2)	723,89	890,67	1157,30	1583,60	1188,20	5,80
Coban (teste 3)	832,65	1048	1421,3	1803,8	1498,1	5,76
Coban (teste 4)	869	1078,4	1500	1848,1	1599,2	5,77
Balli 2017	-	1368,4	774,44	1404,3	774,44	2,04
Turan 2016	804,86	1186,7	1535,8	2098,3	1429,1	32,34
Aydin 2013	12236	59991	45001	62279	54948	13,21
Sohret 2015	16092	20005	-2779	33318	-	9,97
Arsalis 2019	-	18838	11464	30302	-	-
Média da diferença percentual	9,72	6,06	6,81	4,67	8,10	-

Tabela 8 - Resultados da taxa de energia em kW da ferramenta 1

Diferente da tabela 10 com os resultados da exergia, a tabela 9 de energia apresentou uma diferença percentual maior dos resultados. Acredita-se que grande parte por consequência do modelo de c_p adotado. Não constribuiu para a média de diferença percentual das turbinas e do segundo compressor apenas o artigo de Turan (2016). Ele foi considerado como um caso atípico apresentando uma diferença percentual de -70% nas turbinas e -40% no segundo compressor diferente de todos os outros. A exergia no caso de Turan como será reportado em seguida, obteve bons resultados com erro nos compressores menor que 1% e nas turbinas de alta e baixa pressão 7,91% e 11,43%, respectivamente. Estima-se que essa divergência na energia seja por conta da fórmula de combustão e modelo c_p adotados.

Em segundo lugar com maior erro na taxa de energia veio Sohret (2015) com -15% na turbina. Os compressores foram bem modelados apresentando um erro para o compressor de baixa e alta pressão de 3,54% e -0,84% respectivamente. Nota-se que a potência líquida da turbina está com valor negativo, o que deveria não deveria ser encontrado. Como foi obtido um maior erro na turbina em consequência das hipóteses e, que o erro obtido foi negativo diminuindo a potência da turbina na simulação, encontrou-se esse resultado. O valor real da turbina é estipulado por Sohret como 39,431 *MW*.

Literaturas	LPC	НРС	CC	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	481,07	1076,80	2995,81	1731,60	942,28	5,19
Coban (teste 2)	599,80	1383,10	4044,50	2368,90	1190,90	5,16
Coban (teste 3)	681,42	1597,9	4926,5	3003,2	1512,5	4,12
Coban (teste 4)	708,42	1650,7	5289,6	3305,5	1703,3	3,63
Balli 2017	-	1182,50	3807,40	2384,80	1544,20	4,18
Turan 2016	688,08	1686,80	5568,30	3240,60	1705,60	8,61
Aydin 2013	10439,00	63442,00	162860,00	92600,00	31803,00	5,54
Sohret 2015	13787,00	31273,00	69015,00	32486,00	-	15,75
Arsalis 2019	-	16155	45841	11949	-	-
Média da diferença percentual	0,62	0,18	6,66	6,23	8,64	-

Tabela 9 - Resultados da taxa de exergia em kW da ferramenta 1

Nota: O caso de Arsalis (2019) não apresentava todos os valores de exergia e energia no artigo, portanto não entrou na média da diferença percentual.

Foi obtido uma média na acurácia em relação aos dados dos artigos menor que 1% para os compressores e um valor mais variável nos demais componentes entre 6,6%-8,7%. Esse resultado somado ao desvio padrão evidencia bem o efeito das hipóteses de generalização do modelo e suas limitações. Tivemos bons resultados no compressor e algumas divergências maiores para as turbinas, especialmente na turbina de baixa pressão.

Os resultados da eficiência exergética refletem as imprecisões mencionadas de ambas as tabelas 9 e 10. Ela depende do cálculo da exergia e da potência, ambas com erro propagado das incertezas nos modelos propostos, logo:

Literaturas	LPC	НРС	СС	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	85,59	87,36	78,16	93,32	94,74	6,74
Coban (teste 2)	86,61	87,95	79,97	94,51	98,59	7,11
Coban (teste 3)	85,72	87,45	79,57	93,79	98,36	4,12
Coban (teste 4)	85,31	87,39	78,91	93,15	97,8	3,63
Balli 2017	-	86,41	98,71	92,13	-	4,18
Turan 2016	85,49	84,16	84,94	90,14	93,1	14,17
Aydin 2013	85,32	88,35	89,65	88,64	90,38	5,54
Sohret 2015	86,24	86,96	78,67	91,21	-	15,75
Arsalis 2019	-	85,76	87,15	89,41	-	-
Média da diferença percentual	5,87	1,73	11,34	6,91	1,14	-

Tabela 10 - Resultados da eficiência exergética da ferramenta 1

No caso de Turan (2016) e Coban (2017) foi necessário alterar o c_p para se adequar melhor na avaliação. Foi utilizado o modelo de c_p constante calculado com a média das temperaturas apresentada na equação (32).

A taxa de energia foi a tabela mais afetada pelas hipóteses do trabalho, em especial os artigos de Turan (2016) e Sohret (2015). O alto desvio padrão é consequência de algum componente que não foi bem modelado pela rotina de Matlab e resultou nessa imprecisão.

Neste caso, o modelo de mistura de combustível também não contribuiu para a aferição do desvio padrão e da média da diferença percentual. Dentre os resultados disponíveis no artigo de Arsalis, estava a exergia da câmara de combustão e o trabalho da turbina de alta pressão. No primeiro design, a exergia na câmara foi bem modelada com uma diferença percentual de -1,77% enquanto que a potência na turbina apresentava uma diferença de -13,45%.

A partir da primeira rotina, foi possível obter a eficiência isentrópica dos componentes para a utilização como dado de input na segunda rotina:

Literaturas	$\eta_{ise_{comp1}}$	$\eta_{ise_{comp2}}$	$\eta_{ise_{turb1}}$	$\eta_{ise_{turb2}}$
Coban (teste 1)	83,03	97,26	84,05	86,66
Coban (teste 2)	84,23	99,03	83,18	84,32
Coban (teste 3)	82,43	98,34	83,60	83,73
Coban (teste 4)	81,83	98,37	84,06	83,89
Balli 2017	-	98,00	86,63	89,96
Turan 2016	88,10	89,77	82,98	83,80
Aydin 2013	88,51	98,61	80,82	79,16
Sohret 2015	85,00	80,46	89,99	-
Arsalis 2019	-	85,00	92,00	-

Tabela 11 - Dados de input de eficiência isentrópica para a segunda ferramenta

A eficiência isentrópica não foi um valor muito trabalhado pelos artigos mencionados. Poucos liberaram os resultados e por isso não foi feito uma diferença percentual e desvio padrão. Porém, observa-se que esses dados estão variando dentro de uma faixa estreita de valores conforme aos valores encontrados na literatura.

5.2 Resultados da ferramenta de design

No segundo design, temos a exergia, a temperatura e a eficiência exergética para avaliar. Inicialmente serão apresentados os valores das temperaturas encontrados dadas as eficiências isentrópicas calculadas com os dados da tabela 10:

Literaturas	<i>T</i> ₂	T ₃	T ₄	T_5	T ₆	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	410,20	546,6	1088,80	874,7	736,20	0,88
Coban (teste 2)	419,2	573,9	1195,9	964,7	794,3	2,75
Coban (teste 3)	429,2	599	1310,4	1062	860	3,28
Coban (teste 4)	433,4	605,7	1367,5	1109,2	895,4	3,19
Balli 2017	298,15	562,70	1368,10	1075,10	882,20	4,10
Turan 2016	423,00	613,00	1352,00	1075,10	890,50	2,48
Aydin 2013	383,00	815,00	1603,70	1259,00	902,90	7,11
Sohret 2015	463,00	708,60	1323,90	885,30	-	6,66
Arsalis 2019	-	707,40	1441,20	826,00	-	0,13
Média da diferença percentual	0,17	0,50	5,57	3,24	5,18	-

Tabela 12 - Resultados das temperaturas encontradas da ferramenta 2

A temperatura 4 em especial foi superdimensionada, elevando a potência da turbina no segundo design e propagando erro no cálculo das temperaturas posteriores. Existem duas justificativas, a primeira é que a eficiência isentrópica pode não ter sido bem modelada, o que é improvável pois o cálculo de T_2 e T_3 foi feito em função da eficiência isentrópica, modelo de c_p e do coeficiente de expansão adiabático *k*, resultando em erros menores que 1% e, em sua grande maioria quase nulo. A segunda justificativa e mais plausível é que o modelo proposto para o cálculo de T_4 com o balanço energético não foi uma boa solução e precisa ser melhorado.

Literaturas	LPC	НРС	CC	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	587,5	681,92	599,54	1113,6	755,36	10,66
Coban (teste 2)	723,87	890,66	892,02	1406,80	1099,70	12,08
Coban (teste 3)	832,65	1048	1201,15	1661,9	1419,9	9,91
Coban (teste 4)	869,03	1078,3	1373,67	1758,7	1562,3	7,98
Balli 2017	-	1113,5	1371,19	1521	963,69	21,70
Turan 2016	804,85	1186,7	1086,75	1873,4	1204,9	9,88
Aydin 2013	12835	65168	58292	68494	67801	7,04
Sohret 2015	16840	25137	4248	46225	-	5,84
Arsalis 2019	-	16734	13464	30198	-	-
Média da diferença percentual	11,39	12,41897	11,23002	13,53946	12,46	-

Tabela 13 - Resultados da taxa de energia em kW da ferramenta 2

Já era esperado que os resultados seriam maiores em relação a primeira ferramenta. Isso ocorre pelo fato mencionado da temperatura ser um valor modelado nesse design. Como na grande maioria a temperatura 4 foi superdimensionada, houve um superdimensionamento da potência na maioria das turbinas. Para o caso de Sohret em específico, nota-se que na tabela 9 o resultado da taxa energética total na turbina foi negativo, enquanto que neste, obteve um resultado positivo. Isso ocorreu pelo fato do superdimensionamento da temperatura, elevando a potência da turbina.

Literaturas	LPC	НРС	CC	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	481,07	1076,80	2993,6	1743,00	991,17	6,61
Coban (teste 2)	599,80	1383,10	4072,10	2480,90	1384,30	10,71
Coban (teste 3)	681,42	1597,9	5085,3	3199,3	1791	11,04
Coban (teste 4)	708,44	1650,7	5535,1	3536,7	1994,7	10,34
Balli 2017	-	1102,40	4143,10	2428,30	1372,10	8,30
Turan 2016	688,09	1686,80	5440,70	3304,10	1921,70	10,56
Aydin 2013	10439,00	63441,00	171120,00	107470,00	45239,00	23,60
Sohret 2015	14141,00	34456,00	85237,00	33776,00	I	20,92
Arsalis 2019	-	15668,00	45663,00	11884,00	-	-
Média da diferença percentual	1,62	2,68	11,10	11,93	18,62	-

Tabela 14 - Resultados da taxa de exergia em kW da ferramenta 2

Note que os compressores no segundo design continuam bem modelados, apresentando uma variação entre 1,6% e 2,6%. Como a razão de pressão é o input por parte do usuário, não há muita dificuldade para modelar os componentes iniciais. Entretanto, a entrada de eficiência isentrópica no problema implicou em uma grande variação nas temperaturas a partir da câmara de combustão. Pequenas variações de temperatura, junto com as imprecisões do c_p e da combustão com ar seco, contribuíram para um aumento significativo da média da acurácia de aproximadamente 5% na câmara de combustão, de 5% na turbina de alta pressão e 10% na turbina de baixa pressão, exigindo um modelo mais complexo para melhores análises. Por fim, os resultados da eficiência exergética:

Literaturas	LPC	НРС	CC	HPT	LPT	Desvio Padrão
Coban (teste 1)	85,60	87,36	78,10	89,05	97,64	7,05
Coban (teste 2)	86,61	87,95	80,51	88,41	97,86	7,82
Coban (teste 3)	85,72	87,45	74,22	88,12	98,56	5,81
Coban (teste 4)	85,31	87,39	82,57	88,01	99,2	7,56
Balli 2017	-	98,99	76,44	88,7	91,25	10,18
Turan 2016	85,49	84,16	82,99	87,68	87,16	15,77
Aydin 2013	85,32	88,35	96,73	84,15	85,79	12,10
Sohret 2015	83,97	80,82	93,76	89,82	-	30,82
Arsalis 2019	-	93,63	87,62	89,40	-	-
Média da diferença percentual	6,24	3,62	14,89	9,10	4,89	-

Tabela 15 - Resultados da eficiência exergética da ferramenta 2

Similar aos outros resultados, todos os erros aumentaram. Esse aumento foi significativamente menor nos compressores, demonstrandos que eles ainda foram bem modelados. Tivemos um aumento de 0,37% e de 1,89 nos compressores de baixa e alta pressão respectivamente. Nas turbinas, foi notado um aumento de 3,55% na câmara de combustão, 2,91% e 3,75% nas turbinas de alta e baixa pressão respectivamente.

5.3 Resultado da mistura de combustível

Apesar de não ser validado, com exceção das temperaturas, da potência da turbina e a taxa exergética na câmara de combustão, a análise da mistura evidenciou pontos interessantes que não haviam sido apresentados por outros artigos. O caso de Arsalis (2017) foi o único que a eficiência isentrópica calculada divergiu muito nas temperaturas de compressão, portanto, foi imputado um valor iterativo para diminuir as diferenças das temperaturas. O valor demonstrado na tabela 7 de eficiência isentrópica propagou erros menores que 1% em todas as temperaturas.

Ao examinar a ferramenta 2 de design com os dados de entrada da tabela 8, foi obtido os seguintes resultados para cada caso:



Figura 16 - Eficiência energética com a progressão da percentagem de H2



Figura 17 - Eficiência exergética com a progressão da percentagem de H2

O caso 5 apresentou uma irregularidade dentro da tendência esperada pela análise observado nas tabelas (16) e (17). Acredita-se que isso ocorreu por estimativas numéricas dentro do matlab.

Nota-se que a eficiência do sistema aumenta tanto na análise energética quanto na exergética. Observa-se que, ao adicionar hidrogênio à mistura de combustíveis, há um maior aproveitamento do trabalho disponível na turbina, sugerindo uma hipótese de menores perdas por irreversibilidades no processo. Além disso, verifica-se um aumento na eficiência energética do sistema, o que é consistente pois, com a entrada de vazões semelhantes de combustíveis e o fato de o hidrogênio possuir um poder calorífico significativamente mais elevado em comparação ao gás natural, obtem-se esse retorno de aumento na eficiência. De forma geral, o hidrogênio apresenta um desempenho superior ao gás natural na turbina.

Podemos ver também o impacto da adição de água na câmara de combustão. Para os próximos casos, foram adicionados respectivamente três vazões nos casos 1, 5 e 8. As vazões

denotadas por "*m_w*" foram variadas de 0 - 0.7 $\left[\frac{kg}{s}\right]$. Em conjunto, foi adicionado o gráfico da progressão da temperatura com essas vazões.



Figura 18 - Eficiência exergética com a adição de água



Figura 19 - Eficiência energética com a adição de água



Figura 20 - Variação da temperatura com a adição de água

A introdução de água na câmara de combustão resulta em uma redução da eficiência em todos os casos analisados. No entanto, ela desempenha um papel crucial na diminuição da temperatura dentro da câmara. Embora essa prática não seja energeticamente ou exergeticamente vantajosa, muitas vezes os parâmetros operacionais prevalecem como prioridade, especialmente devido aos limites impostos pelas propriedades dos materiais da turbina, que devem ser respeitados para evitar danos estruturais.

6 CONCLUSÃO

Como modelo generalizado de turbinas, o trabalho apresentou resultados satisfatórios no compressor e na câmara de combustão, embora tenha exibido pequenas divergências na turbina, especialmente no segundo design. A pressão não foi um dado apresentado em tabelas pois o erro apresentado é nulo ou desprezível. Nas duas ferramentas ela foi imposta como dado de input e, a redução de 5%-6% de P_3 para P_4 é adotada em todos artigos. Portanto, para todas as pressões os erros foram de 0% ou menor que 1%.

O segundo design apresentou a maior porcentagem de erro. Além de utilizar os modelos generalizados de c_p e queima de combustível, também incorporou uma modelagem das temperaturas. Cada um desses elementos apresenta incertezas individuais, o que resultou em uma maior divergência no segundo design em comparação ao primeiro, que não considerava a temperatura como variável desconhecida.

Apesar da falta de ampla validação, o caso da mistura de combustível conseguiu evidenciar numericamente o que ocorre com cada porcentagem de combustível proposta, de acordo com o esperado da teoria. Também demonstrou as consequências de injetar água no sistema.

Os valores encontrados para a média das eficiências exergéticas utilizando o primeiro modelo foi de 86,4% para os compressores, 93,6% para as turbinas e 83% para a câmara de combustão. Enquanto que, para o segundo design foram encontrados 87,5% para os compressores, 92,7% para as turbinas e 82,6% para a câmara de combustão. Em comparação com este trabalho, vale lembrar o que foi mencionado por Sohret (2016) no início do relatório que, a média que ele encontrou na literatura foi de 88,42% para os compressores, entre 60%-70% para a câmara de combustão e 98% para as turbinas.

A análise da mistura de combustíveis apresentou resultados satisfatórios, permitindo identificar tendências claras ao variar os percentuais de cada componente na mistura. Embora ainda seja um caso não validado, foi possível observar o impacto da injeção de água nas eficiências e temperaturas do sistema. A injeção de água resulta em uma redução nas eficiências, ela também contribui para a diminuição da temperatura em todos os casos, mas em específico para o "caso 1" de 1434*K* para 1414*K* com uma vazão de 0,7 $\frac{kg}{s}$, confirmando sua utilidade como ferramenta para aprimorar as condições operacionais, especialmente no controle térmico.

Foi possível realizar um modelo genérico com ambas as ferramentas, entretanto, o modelo ainda apresenta uma imprecisão alta para certas aplicações e seria necessário aumentar a complexidade de alguns itens mencionados para melhores resultados. Uma turbina atinge altas temperaturas e muita das vezes, há um controle de temperatura e pressão por sensores e também, pessoas operando ao redor. Portanto, tanto na questão econômica quanto na questão de segurança, os resultados precisam ser mais coerentes para um controle melhor do equipamento.

O objetivo de generalizar a análise de turbinas foi alcançado, mas, pode ser aprimorado em alguns casos pelas hipóteses adotadas. Para melhores resultados individuais é possível alterar o modelo de combustão e c_p . Grande parte das incertezas se inicia com o modelo do c_p e com a escolha da hipótese de ar seco. Poderia ser possível habilitar ao usuário escolher o formato da queima de combustível e o modelo de c_p com base nas literaturas como guia. Uma pequena variação de ambos traz um efeito propagado muito grande nas turbinas e na eficiência exergética posteriormente. Uma alternativa para melhorar o segundo design também seria propor uma melhor maneira de calcular as temperaturas através da eficiência isentrópica, em especial, a temperatura T_4 .

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Alcaide, F.B Análise termodinâmica (1a e 2a lei) de turbinas a gás para aplicação offshore.
 Pontifícia Universidade Católica do Rio de janeiro - Departamento de Engenharia Mecânica (2017)

[2] Arsalis, A. Thermodynamic modeling and parametric study of a small-scale natural gas/hydrogen-fueled gas turbine system for decentralized applications. Sustainable Energy Technologies and Assessments 36 (2019) 100560

[3] Aydin, H. Exergo-sustainability indicators of a turboprop aircraft for the phases of a flight. Energy 58 (2013): 550-560

[4] Aydin, H. Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine power plant with steam cycle. Energy 57 (2013): 766-774

[5] Balli, O. Energetic and exergetic analyses of T56 turboprop engine. Energy 73 (2013): 106-120

[6] Balli, O. Exergetic and exergoeconomic analysis of an Aircraft Jet Engine (AJE). Exergy 5 (2008)

[7] Balli, O. Advanced exergy analyses of an aircraft turboprop engine (TPE). Energy 124 (2017): 599-612

[8] BOYCE, M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 4. ed. Waltham, MA: Elsevier, 2012.

[9] BOYCE, M.P. Gas Turbine Engineering Handbook. 2. ed. 2002.

[10] BEGUINI, V. S. Avaliação do desempenho de turbinas a gás operando em ciclo geminado.
2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) –
Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2017.

[11] Caldas, M.T.T Análise termodinâmico de turbina a gás: Estudo comparativo baseado em dados experimentais da literatura. Pontifícia Universidade Católica do Rio de janeiro - Departamento de Engenharia Mecânica (2021)

[12] Chamone Aviação Executiva. Manutenção de Aeronaves. Disponível em: https://www.chamoneaviacao.com.br/>

[13] Coban, K. Application of thermodynamic laws on a military helicopter engine. Energy 140 (2017): 1427-1436

[14] Coban, K. Exergetic and exergoeconomic assessment of a small-scale turbojet fuelled with biodiesel. Energy 140 (2017): 1358-1367

[15] Como funcionam motores de turbina na aviação, disponível em: https://www.aprendamosaviacion.com/2021/09/23-motores-de-turbina-en-aviacion.html

[16] Ibrahim, T.K. et al. Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. Applied thermal engineering, Energy 115 (2017): 977-985

[17] Martins,P.A.C. Avaliação Comparativa Termodinâmica e das Emissões na utilização do Hidrogênio e do Querosene de aviação em um Motor Aeronáutico. Pontifícia Universidade Católica do Rio de janeiro - Departamento de Engenharia Mecânica (2023)

[18] MICHAEL J. MORAN | HOWARD N. SHAPIRO DAISIE D. BOETTNER | MARGARET B. BAILEY. Princípios de termodinâmica para engenharia 7. ed.

[19] Pistão, Turbo-Hélice ou Jato: Quais São As Diferenças Entre Os Principais Tipos De Motores De Aeronaves Executivas? Disponível em :https://flyflapper.com/stories/pt-br/quais-sao-as-diferencas-entre-os-principais-tipos-de-motores-de-aeronaves-executivas/

[20] Şohret, Y. et al. Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: splitting exergy destructions into parts. Energy 90 (2015): 1219-1228

[21] Şohret, Y. et al. Exergy as a useful tool for the performance assessment of aircraft gas turbine engines: A key review. Progress in Aerospace Sciences. Energy 83 (2016): 57-69

[22] Turan, Ö. Exergetic effects of some design parameters on the small turbojet engine for unmanned air vehicle applications. Energy 46 (2012) 51-61

[23] Turan, Ö. Numerical calculation of energy and exergy flows of a turboshaft engine for power generation and helicopter applications. Energy 115 (2016), 914-923

[24] Şohret, Y. et al. Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: splitting exergy destructions into parts. Energy 90 (2015): 1219-1228

[25] Şohret, Y. et al. Exergy as a useful tool for the performance assessment of aircraft gas turbine engines: A key review. Progress in Aerospace Sciences. Energy 83 (2016): 57-69

[26] Sobre Turbinas a gás, princípio de funcionamento de turbinas a gás disponível em: https://global.kawasaki.com/br/energy/equipment/gas_turbines/outline.html

[27] Van Wylen, G.J. Fundamentos da Termodinâmica, 5a edição. VIR: Edgar Blücher, 2003

8 ANEXOS

8.1 Anexo A

```
function [C,H,O,N] = combustivel(fuel)
combustiveis = {'Hydrogen', 'Methanol', 'Ethanol', 'Kerosene', 'Jet-A1', 'Sohret
2015', 'AYdin2015', 'CH4 + H2 CASO 1', 'CH4 + H2 CASO 2', 'CH4 + H2 CASO 3', 'CH4 + H2
CASO 4', 'CH4 + H2 CASO 5', 'CH4 + H2 CASO 6', 'CH4 + H2 CASO 7', 'CH4 + H2 CASO 8'};
fuel = menu("Choose your fuel:",combustiveis);
disp('0 Combustível escolhido foi o: ');
disp(combustiveis(fuel))
switch(fuel)
    case 1 %Hidrogenio H2
        C = 0;
        H = 2;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 2 %Methanol CH4
        C = 1;
        H = 4;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 3 %Ethanol C2H60
        C = 2;
        H = 6;
        0 = 1;
        N = 0;
    case 4 %Kerosene C12H26
        C = 12;
        H = 26;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 5 %Jet-A1 C12H23
        C = 12;
        H = 23;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 6 %Kerosene Sohret2015
        C = 11;
        H = 21;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 7 %Kerosene Aydin2015
        C = 1;
        H = 3.9935;
        0 = 0;
        N = 0.1365;
    case 8 %CH4 e H2 CASO 1 100% Ch4 0%H2
        C = 1;
        H = 4;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 9 %CH4 e H2 CASO 2 (referencia) 98.62% Ch4 1.38%H2
        C = 1;
        H = 4.2;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 10 %CH4 e H2 CASO 3 80% Ch4 20%H2
```

```
C = 1;
        H = 8;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 11 %CH4 e H2 CASO 4 60% Ch4 40%H2
        C = 1;
        H = 14.7;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 12 %CH4 e H2 CASO 5 50% Ch4 50%H2
        C = 2;
        H = 20;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 13 %CH4 e H2 CASO 6 40% Ch4 60%H2
        C = 1;
        H = 28;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 14 %CH4 e H2 CASO 7 20% Ch4 80%H2
        C = 1;
        H = 68;
        0 = 0;
        N = 0;
    case 15 %CH4 e H2 CASO 8 0% Ch4 100%H2
        C = 0;
        H = 2;
        0 = 0;
        N = 0;
end
```

end

8.2 Anexo B

```
%%%%%%%%% ROTINA ATUALIZADA PARA O SIMULADOR DE TURBINAS (Ferramenta de design)
%%%%%%%%%%
clc
close all
clear all
%%%%%%%%% DADOS DE ENTRADA %%%%%%%%%%
%{
m_a =4.18; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.094;% Vazão de combustivel [kg/s] BALLI 2017
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 18.2; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.34;% Vazão de combustivel [kg/s] BALLI 2014
m_bp = 1.45; %Vazão de ByPass [kg/s]
```

```
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a =4.54; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.06;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 1
m_bp = 0.09; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a =5.20; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.08;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 2
m_bp = 0.10; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.55; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.1;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 3
m_bp = 0.11; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.62; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.11;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 4
m_bp = 0.11; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.5; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.106;% Vazão de combustivel [kg/s] TURAN 2016
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 119.5; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 2.39;% Vazão de combustivel [kg/s] Aydin 2013
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 2.3;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 88.412; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 1.213;% Vazão de combustivel [kg/s] Sohret 2015
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%LHV = 120000; %Lower Heating Value [kJ/kg] Na tabela coluna "j"
%m f = 0.7271*45048/LHV% Vazão de combustivel [kg/s] Mistura H2 e CH4
(universidade de Cyprus); LHV = 45048
m a = 39.7085
m f = 0.7271
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%f_mass_GN = 0;
%f_mass_H2 = 1;
R_p = xlsread('tabela_dados.xlsx',2,'S24:V24'); % Razão de pressão das turbinas
T(1) = xlsread('tabela_dados.xlsx',2,'Y24'); % Temperatura inicial (T1)de input
```

```
P(1) = xlsread('tabela_dados.xlsx',2,'L24'); % Pressão inicial (P1) de input
%{
Balli 2017 Linha 15
Aydin 2013 16
Balli 2014 17
Turan 2016 18
Sohret 2015 19
Coban 2017 test1 20
Coban 2017 test2 21
Coban 2017 test3 22 cpg4 = 1.2337, T4 = 1376,6
Coban 2017 test4 23
Cyprus 24
%}
qtd_turb = 1; %Quantidade de turbinas
qtd_comp = 1; %Quantidade de compressores
qtd comb = 1; %Quantidade de ?
cp ag = 1.872; %kJ/kg K
cv = 0.718;
ef_Isentropica_comp1 = 1;
ef_Isentropica_comp2 = 0.85;
ef_Isentropica_turb1 = 0.92;
ef Isentropica turb2 = 1;%Média encontrada nos dados
ef_P3_Para_P4 = 0.95;% É estabelecido uma média de 4% de redução de pressão de P3
para P4
Fator_Correcao_T4 = 0.91; %Estabelecido um fator de correção para T4
if m_bp == 0
    SaidaBP = 0; %Define para zero pois não tem BP
    EntradaBP = 0; %Define para zero pois não tem BP
else
    SaidaBP = 2; %Define se a saida do BP é no LPC=1 ou HPC=2
    EntradaBP = 1; %Define se a entrada do BP é na HPT=1 ou LPT=2
end
if qtd_comp == 1
    P(2) = P(1);
    P(3) = R_p(2) * P(1);
    P(4) = P(3)*ef_P3_Para_P4;
else
    P(2) = R p(1)*P(1);
    P(3) = R_p(2)*P(2);
    P(4) = P(3)*ef_P3_Para_P4;
end
P(5) = P(4)/R_p(3);
P(6) = P(5)/R_p(4)
%%%%%%%% Seleciona o Combustível %%%%%%%%%%
```

```
fuel = 0;
[x,y,z] = combustivel(fuel) ;%CxHyOz
%%%%%%%% Cálculo da massa molar %%%%%%%%%%
M_ar = 28.97E-3; %[Kg./mol] Massa do ar retirado da literatura
M_N2 = 28.01E-3; %[kg./mol] massa molar do N2
M_02 = 32E-3; % [kg./mol] massa molar do 02
M CO2 = 44.01E-3; % [kg./mol] massa molar do CO2
M_H20 = 18.02E-3; % [kg./mol] massa molar do H20
Mcombustivel = x*12.011E-3 + y*1.008E-3 + z*15.999E-3; %Massa do combustivel
kg/mol
m = x+y/4-z/2;%mol
AFsmol = m*(1+3.76); %Relação ar combustível na forma molar
AFsm = AFsmol * M_ar/Mcombustivel; %Relação ar combustível na forma mássica
lambda = (m a/m f)/AFsm; %Excesso de ar
%lambda = 3.1383; %Lambda do CASO 2 de referencia para o estudo da mistura de
combsutivel
%m a = lambda*m f*AFsm
nCO2 = x; % Nº de mols de CO2 nos gases de combustão para 1 mol de combustível
nH2O = y/(2); %Nº de mols de H2O nos gases de combustão para 1 mol de combustível
nO2 = (lambda - 1)*m; %Nº de mols de O2 nos gases de combustão para 1 mol de
combustível
nN2 = 3.76*lambda*m ; %Nº de mols de N2 nos gases de combustão para 1 mol de
combustível
Ncombustivel = m_f/Mcombustivel; %Parcela em mol do combustivel injetado (mol/s)0
VmolCO2 = Ncombustivel*nCO2; %Parcela em mol do componente CO2 (mol/s)
VmolH20 = Ncombustivel*nH20; %Parcela em mol do componente H20 (mol/s)
Vmol02 = Ncombustivel*n02; %Parcela em mol do componente 02 (mol/s)
VmolN2 = Ncombustivel*nN2; %Parcela em mol do componente N2 (mol/s)
%%%%% Vazão molar dos gases de combustão %%%%%%%
ntotal = nCO2 + nH2O + nO2 + nN2;
M g = (nCO2*M CO2 + nH2O*M H2O + nO2*M O2 + nN2*M N2)/ntotal; %Massa molar dos
gases de combustão [Kg/mol]
%%%%%%%% Parâmetros para o cálculo do Cp %%%%%%%%%%
R=8.3144621*10^-3; % the universal gas constant of air [k]./(mol*K)]
Rg = R/M_g;
Ra = R/M_ar;
%Fração mássica
fm N2 = nN2/ntotal * M N2/ M g;
fm O2 = nO2/ntotal * M O2/ M g;
fm CO2 = nCO2/ntotal * M CO2/ M g;
fm H2O = nH2O/ntotal * M H2O/M g;
fmol_N2 = nN2/ntotal;
fmol_02 = n02/ntotal;
fmol_CO2 = nCO2/ntotal;
fmol_H20 = nH20/ntotal;
%%%%%%%%%% LPC %%%%%%%%%%%
```

```
cp_a_1=Ra*(3.355+(0.575.*T(1).*10.^-3)-(0.016.*T(1).^-2.*10.^5));
k1 = cp_a_1/cv;
k1_aux_comp = k1/(k1-1);
if qtd_comp == 2
    T(2) = T(1)*(1 + (1/ef_Isentropica_comp1)*(R_p(1)^(1/k1_aux_comp)-1));
    cp_a_2=Ra*(3.355+(0.575.*T(2).*10.^-3)-(0.016.*T(2).^-2.*10.^5));
    k2 = cp_a_2/cv;
    k2_aux_comp = k2/(k2-1);
    T(3) = T(2)*(1 + (1/ef_Isentropica_comp2)*(R_p(2)^(1/k2_aux_comp)-1));
    if SaidaBP == 1
        W_dot_LPC= (m_a-m_bp)*(cp_a_2*T(2)-cp_a_1*T(1)) %potência gerada pela LPC
[kW]
        cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
    else
        W_dot_LPC= m_a*(cp_a_2*T(2)-cp_a_1*T(1)) %potência gerada pela LPC [kW]
        cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
    end
else% Checando o CP para um ous dois compressores
    T(2) = T(1)
    cp_a_2=Ra*(3.355+(0.575*T(2)*10^-3)-(0.016*T(2)^-2*10^5));
    k^2 = cp_a_2/cv;
    k2_aux_comp = k2/(k2-1);
    T(3) = T(2)*(1 + (1/ef_Isentropica_comp2)*(R_p(2)^(1/k2_aux_comp)-1));
    W_dot_LPC=(m_a-m_bp)*(cp_a_2*T(3)-cp_a_1*T(1)) %potência gerada pela LPC [kW]
    cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(3)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(3)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
end
% mi_a_LPC=1/(1-(Ra/cp_a_LPC));
%
% if qtd_comp == 2
%
%
      eta_LPC=(((P(2)/P(1)).^((mi_a_LPC-1)./mi_a_LPC))-1)./((T(2)/T(1))-1);
%Rendimento energético
%
% else
%
%
      eta_LPC=(((P(3)/P(1)).^((mi_a_LPC-1)./mi_a_LPC))-1)./((T(3)/T(1))-1);
%
% end
%%%%%%%%% HPC %%%%%%%%%%%
if qtd_comp == 2
    cp_a_3=Ra*(3.355+(0.575*T(3)*10^-3)-(0.016*T(3)^-2*10^5));
```

```
W_dot_HPC= (m_a-m_bp) *(cp_a_3*T(3)-cp_a_2*T(2))
    cp_a_HPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(3))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(3))/2)^-
2*10^5));
    mi_a_HPC=1/(1-(Ra/cp_a_HPC));
%
      eta_HPC=(((P(3)/P(2))^((mi_a_HPC-1)/mi_a_HPC))-1)/((T(3)/T(2))-1);
else
    cp_a_3=cp_a_2; %Caso não tenham dois compressores, iguala tudo ao compressos 1
(LPC)
    W dot HPC= W dot LPC
    cp_a_HPC=cp_a_LPC;
%
    mi_a_HPC=mi_a_LPC;
%
      eta_HPC=eta_LPC;
end
%%%%%%%%% HPT %%%%%%%%%%%
R_N2=0.2968; %Input da constante universal de cada gás para cálculo do Cpg
R 02=0.2598;
R CO2=0.1889;
R H20=0.4615;
% Cálculo do T4 com o fsolve isolando o T4 e igualando a zero
fun = @(T4) (((m_a - m_bp) * cp_a_3 * T(3)) + (m_f * LHV))/((m_a + m_f - m_bp +
m_ag) *
       . . .
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T4.*10^(-3))+(0.040.*T4.^(-2).*10^(5)))) +...
fm 02.*(R 02.*(3.639+(0.506.*T4.*10^(-3))-(0.227.*T4.^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*T4.*10^(-3))-(1.157.*T4^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T4*10^(-3))+(0.121.*T4^(-2).*10^(5))))) - T4;
T4_initial = 800; % Um valor inicial para a solução
[T4_solution, fval] = fsolve(fun, T4_initial); % Chamando fsolve
T(4) = T4_solution*Fator_Correcao_T4; % Exibindo o resultado e adicionando ao
vetor T(4)
%T(4) = xlsread('tabela_dados.xlsx',2,'AB15'); % Temperatura (T4)de input para
verificar divergências
cp g 4 = ... %Cálculo do Cp4 substituido acima
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(4).*10^(-3))+(0.040.*T(4).^(-2).*10^(5)))) +...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(4).*10^(-3))-(0.227.*T(4).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_C02.*(R_C02.*(5.457+(1.045.*T(4).*10^(-3))-(1.157.*T(4)^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(4)*10^(-3))+(0.121.*T(4)^(-2).*10^(5))));
cv4 = cp_g_4 - Rg;
k4 = cp_g_4/cv4;
k4_aux_turb = k4/(k4-1);
T(5) = T(4)*(1-(ef_Isentropica_turb1)*(1-(R_p(3)^(-1/k4_aux_turb))))
cp g 5 = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(5).*10^(-3))+(0.040.*T(5).^(-2).*10^(5)))) +...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(5).*10^(-3))-(0.227.*T(5).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*T(5).*10^(-3))-(1.157.*T(5)^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(5)*10^(-3))+(0.121.*T(5)^(-2).*10^(5))));
cp_g_HPT = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*((T(4)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.040.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10^(5))))+ ...
```

```
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))-(0.227.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10.^(5))))+ ...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))-
(1.157.*((T(5)+T(4))/2).^(-2).*10^(5))))+ ...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))+(0.121.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10^(5))));
mi_g_HPT=1./(1-(Rg./cp_g_HPT));
cv_g_HPT=cp_g_HPT-Rg;
gam1=cp_g_HPT./cv_g_HPT;
sub=1-mi_g_HPT;
%eta_HPT=0.80; %Definido porém precisa ser visto (Perguntar florian)
if EntradaBP == 1
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f).*(cp_g_HPT*(T(5)-T(4)))) %potência gerada pela HPT [kW]
else
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f-m_bp).*(cp_g_HPT*(T(5)-T(4)))) %potência gerada pela HPT
[kW]
end
%{
if EntradaBP == 1
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f).*(cp_g_5*T(5)-cp_g_4*T(4))) %potência gerada pela HPT
[kW]
else
   W_dot_HPT=-((m_a+m_f-m_bp).*(cp_g_5*T(5)-cp_g_4*T(4))) %potência gerada pela
HPT [kW]
end
%}
%%%%%%%% LPT %%%%%%%%%%
cv5 = cp_g_5 - Rg;
k5 = cp_g_5/cv5;
k5 aux turb = k5/(k5-1);
if qtd turb == 1
    T(6) = T(5)
else
    T(6) = T(5)*(1-(ef_Isentropica_turb2)*(1-(R_p(4)^(-1/k5_aux_turb))))
%Calculando T(6)
end
fm2_N2
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_N2+m_bp./M_ar*3.762/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp./M
ar);
fm2 02
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_02+m_bp./M_ar*1.000/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp./M
ar);
fm2 CO2
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_CO2+m_bp./M_ar*0.0014/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp.
/M_ar);
fm2_H20
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_H2O+m_bp./M_ar*0.0486/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp.
/M_ar);
cp_g_6 = ...
```

```
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(6).*10^(-3))+(0.040.*T(6).^(-2).*10^(5))))+...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(6).*10^(-3))-(0.227.*T(6).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_C02.*(R_C02.*(5.457+(1.045.*T(6).*10^(-3))-(1.157.*T(6).^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(6).*10^(-3))+(0.121.*T(6).^(-2).*10^(5))));
cp_g_LPT = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.040.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10^(5))))+...
fm 02.*(R 02.*(3.639+(0.506.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))-(0.227.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10.^(5))))+...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))-
(1.157.*((T(6)+T(5))/2).^(-2).*10^(5))))+...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.121.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10^(5))));
cv_g_LPT=cp_g_LPT-Rg;
gam2=cp_g_LPT./cv_g_LPT;
mi_g_LPT=1./(1-(Rg./cp_g_LPT));
%eta LPT=-1*(((T(6)./T(5))-1)./(1-(P(5)./P(6)).^((1-
mi_g_LPT)./mi_g_LPT)));%rendimento energético
%W_dot_LPT=-((m_a+m_f+m_ag).*cp_g_LPT.*T(6)-(m_a-m_bp+m_f+m_ag).*cp_g_LPT.*T(5)-
(m_bp.*cp_a_2.*T(2))) %potência gerada pela LPT [kW]
W_dot_LPT=-((m_a+m_f+m_ag).*cp_g_6.*T(6)-(m_a-m_bp+m_f+m_ag).*cp_g_5.*T(5)-
(m_bp.*cp_a_2.*T(2))) %potência gerada pela LPT [kW]
%%%%%%%%% MOTOR %%%%%%%%%%%
%Potência líquida do motor
if qtd_turb == 2
    if qtd comp == 2
        W_dot_TT=(W_dot_HPT+W_dot_LPT-W_dot_LPC-W_dot_HPC)
    else
        W_dot_TT=(W_dot_HPT+W_dot_LPT-W_dot_HPC)
    end
else
    if qtd_comp == 2
       W_dot_TT=(W_dot_HPT-W_dot_LPC-W_dot_HPC)
    else
        W_dot_TT=(W_dot_HPT-W_dot_HPC)
    end
end
eta_TT = W_dot_TT ./ (m_f .* LHV); % eficiência energética total
%%%%%%%%% EXERGIA %%%%%%%%%%%
%exergia química do combustível
%ex_Q_fuel=(1.0401+0.01728*y/x*1/12 + 0.0432*z/x*16/12).*LHV %Questionar sobre o S
if x==0
    ex_Q_fuel=0.985*LHV;
else ex_Q_fuel=(1.0401+0.01728*y/x + 0.0432*z/x).*LHV;
end
%ex_Q_fuel = 1.0401*f_mass_GN*LHV + 0.985*f_mass_H2*LHV %Utilizado no caso
```

```
%da mistura de combustível
```

```
%quimica do combustível [kJ/mol]
Q_N2 = 0.72; %exergia química do N2
Q_02 = 3.97; %exergia química do 02
Q_CO2 = 19.87; %exergia química do CO2
Q_H2O = 9.49; % exergia química do H2O
%exergias físicas relacionadas à temperatura
ex_Tref = 0;
T_ref = T(1);
ex_T1 = cp_a_1 .* ((T(1) - T_ref) - T_ref.* log(T(1) ./T_ref));
ex_T2 = cp_a_2 .* ((T(2) - T_ref) - T_ref .* log(T(2) ./T_ref));
ex_T3 = cp_a_3.* ((T(3) - T_ref) - T_ref .* log(T(3) ./T_ref));
ex_T4 = cp_g_4.* ((T(4)- T_ref) - T_ref .* log(T(4) ./T_ref));
ex_T5 = cp_g_5.* ((T(5) - T_ref) - T_ref .* log(T(5) ./T_ref));
ex_T6 = cp_g_6.* ((T(6) - T_ref) - T_ref.* log(T(6) ./T_ref));
%exergias físicas relacionadas à pressão
P ref = P(1)
ex_P1 = R .* T_ref .* log(P(1) ./ P_ref) ./ M_ar;
ex_P2 = R .* T_ref .* log(P(2)./ P_ref) ./ M_ar;
ex_P3 = R .* T_ref .* log(P(3) ./ P_ref) ./ M_ar;
ex_P4 = R .* T_ref .* log(P(4) ./P_ref) ./ M_g;
ex_P5 = R .* T_ref .* log(P(5)./ P_ref) ./ M_g;
ex_P6 = R .* T_ref .* log(P(6)./ P_ref) ./ M_g;
%exergias físicas
ex_F1 = ex_P1 + ex_T1;
ex_F2 = ex_P2 + ex_T2;
ex_F3 = ex_P3 + ex_T3;
ex_F4 = ex_P4 + ex_T4;
ex F5 = ex P5 + ex T5;
ex_F6 = ex_P6 + ex_T6;
if m_ag==0
ex Fw = 0;
else
    %Verificar a fonte e generalizar
ex_Fw = 84.884-83.278 -T_ref*(0.29399-0.29432);
end
%Exergias químicas
if x==0
ex_Q= ((fmol_N2.* Q_N2 + fmol_O2.* Q_O2+ fmol_H20.*Q_H2O) + ...
(R .* T_ref) .* (fmol_N2 .* log(fmol_N2) + fmol_02 .* log(fmol_02)+ fmol_H20 .*
log(fmol_H2O))) ./ M_g;
else
ex Q= ((fmol N2.* Q N2 + fmol O2.* Q O2+ fmol CO2.* Q CO2 + fmol H2O.*Q H2O) + ...
(R .* T ref) .* (fmol N2 .* log(fmol N2) + fmol O2 .* log(fmol O2)+fmol CO2 .*
log(fmol_CO2) + fmol_H20 .* log(fmol_H2O))) ./ M_g;
end
%taxa de exergia (kW)
if m_bp == 0
    ex_d_F1 = ex_F1.*m_a;
    ex_d_F2 = ex_F2.*m_a;
    ex_d_F21 = ex_F1.*m_bp; %exergia bypass
    ex_d_F3 = ex_F3.*m_a
    ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
```

```
ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag);
    ex_d_w = ex_Fw*m_ag
else
    if SaidaBP == 1
        ex_d_F1 = ex_F1.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
        ex d F2 = ex F2.*(m a-m bp)
        ex_d_F3 = ex_F3.*(m_a-m_bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if EntradaBP == 1
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        else
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex d w = ex Fw^*m ag
        end
    else
        ex_d_F1 = ex_F1.*(m_a)
        ex_d_F2 = ex_F2.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
        ex d F3 = ex F3.*(m a-m bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if EntradaBP == 1
            ex_d_F5 = (ex_F5+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        else
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        end
    end
end
%eficiência exergética
if SaidaBP == 0
    eta_x_LPC = (ex_d_F2)/W_dot_LPC; %eficiência exergética do LPC
    eta x HPC = (ex d F3-ex d F2)/W dot HPC %eficiência exergética do HPC
    eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3+ex_d_w)) % eficiência exergética da CC
    eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb); %eficiência exergética total do motor
    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética da HPT
    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)); %eficiência exergética da LPT
else
    if atd comp == 2
        if SaidaBP == 1
            eta_x_LPC = (ex_d_F2+ex_d_F21)/W_dot_LPC %eficiência exergética do LPC
            eta_x_HPC = (ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética do HPC
            eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
            eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do
motor
            if qtd_turb == 2
```

```
if EntradaBP == 1
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
%eficiência exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
                eta_x_LPT = 0
            end
        else
            eta_x_LPC = (ex_d_F2)/W_dot_LPC %eficiência exergética do LPC
            eta x HPC = (ex d F21+ex d F3-ex d F2)/W dot HPC %eficiência
exergética do HPC
            eta x CC= (ex d F4/(ex d comb+ex d F3)) % eficiência exergética da CC
            eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do
motor
            if qtd_turb == 2
                if EntradaBP == 1
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
%eficiência exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
                eta_x_LPT = 0
            end
        end
    else
        eta_x_LPC = 0;
        eta_x_HPC = (ex_d_F21+ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC
        eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
        eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
        if qtd_turb == 2
            if EntradaBP == 1
                eta x HPT = (W dot HPT/(ex d F21+ex d F4 - ex d F5)) %eficiência
exergética da HPT
                eta x LPT = (W dot LPT/(ex d F5 - ex d F6)) %eficiência exergética
da LPT
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética
da HPT
                eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
            end
        else
             eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
             eta_x_LPT = 0
```

```
end
end
end
```

8.3 Anexo C

```
%%%%%%%%% ROTINA ATUALIZADA PARA O SIMULADOR DE TURBINAS (Ferramenta de análise)
%%%%%%%%%%%
clc
close all
clear all
%%%%%%%%% DADOS DE ENTRADA %%%%%%%%%%
%{
m_a =4.18; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.094;% Vazão de combustivel [kg/s] BALLI 2017
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 18.2; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.34;% Vazão de combustivel [kg/s] BALLI 2014
m_bp = 1.45; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a =4.54; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.06;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 1
m_bp = 0.09; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a =5.20; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.08;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 2
m_bp = 0.10; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.55; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.1;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 3
m_bp = 0.11; %Vazão de ByPass [kg/s]
m ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.62; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.11;% Vazão de combustivel [kg/s] COBAN 2017 TESTE 4
m_bp = 0.11; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m_a = 5.5; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 0.106;% Vazão de combustivel [kg/s] TURAN 2016
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
```

```
%}
%{
m_a = 119.5; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 2.39;% Vazão de combustivel [kg/s] Aydin 2013
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 2.3;%Vazão de água [kg/s]
%}
%{
m a = 88.412; %Vazão de ar [kg/s]
m_f = 1.213;% Vazão de combustivel [kg/s] Sohret 2015
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
%}
%LHV_ref = 45048.8; %Lower Heating Value [kJ/kg] Na tabela coluna "j" ou
%PCI *LHV ref/LHV
LHV = 45048.8
m_a = 39.7085%Vazão de ar [kg/s]
m f = 0.7271% Vazão de combustivel [kg/s] Mistura H2 e CH4 (universidade de
Cyprus); LHV = 45048
m_bp = 0; %Vazão de ByPass [kg/s]
m_ag = 0;%Vazão de água [kg/s]
qtd turb = 1; %Quantidade de turbinas
qtd_comp = 1; %Quantidade de compressores
qtd_comb = 1; %Quantidade de ?
if m_bp == 0
    SaidaBP = 0; %Define para zero pois não tem BP
    EntradaBP = 0; %Define para zero pois não tem BP
else
    SaidaBP = 2; %Define se a saida do BP é no LPC=1 ou HPC=2
    EntradaBP = 1; %Define se a entrada do BP é na HPT=1 ou LPT=2
end
T = xlsread('tabela dados.xlsx',2,'Y24:AE24') % Temperatura de input
P = xlsread('tabela_dados.xlsx',2,'L24:R24') % Pressão de input
%{
Balli 2017 Linha 15
Aydin 2013 16
Balli 2014 17
Turan 2016 18
Sohret 2015 19
Coban 2017 test1 20
Coban 2017 test2 21
Coban 2017 test3 22 cpg4 = 1.2337, T4 = 1376,6
Coban 2017 test4 23
Cyprus 24
%}
%%%%%%%% Seleciona o Combustível %%%%%%%%%%
fuel = 0;
[x,y,z,zz] = combustivel(fuel) %CxHyOzNzz
%%%%%%%% Cálculo da massa molar %%%%%%%%%%
```

```
M_ar = 28.97E-3; %[Kg./mol] Massa do ar retirado da literatura
M_N2 = 28.01E-3; %[kg./mol] massa molar do N2
M_02 = 32E-3; % [kg./mol] massa molar do 02
M CO2 = 44.01E-3; % [kg./mol] massa molar do CO2
M_H2O = 18.02E-3; % [kg./mol] massa molar do H2O
Mcombustivel = x*12.011E-3 + y*1.008E-3 + z*15.999E-3; %Massa do combustivel
kg/mol
m = x + y/4 - z/2;%mol
AFsmol = m*(1+3.76); %Relação ar combustível na forma molar
AFsm = AFsmol * M_ar/Mcombustivel; %Relação ar combustível na forma mássica
lambda = (m_a/m_f)/AFsm; %Excesso de ar (CORRIGIR)
nCO2 = x; % Nº de mols de CO2 nos gases de combustão para 1 mol de combustível
nH2O = y/(2); %Nº de mols de H2O nos gases de combustão para 1 mol de combustível
nO2 = (lambda - 1)*m; N^{\circ} de mols de O2 nos gases de combustão para 1 mol de
combustível
nN2 = 3.76*lambda*m +zz/2; %Nº de mols de N2 nos gases de combustão para 1 mol de
combustível
Ncombustivel = m_f/Mcombustivel; %Parcela em mol do combustivel injetado (mol/s)
VmolCO2 = Ncombustivel*nCO2; %Parcela em mol do componente CO2 (mol/s)
VmolH20 = Ncombustivel*nH20; %Parcela em mol do componente H20 (mol/s)
Vmol02 = Ncombustivel*n02; %Parcela em mol do componente 02 (mol/s)
VmolN2 = Ncombustivel*nN2; %Parcela em mol do componente N2 (mol/s)
%%%%% Vazão molar dos gases de combustão %%%%%%%
ntotal = nCO2 + nH2O + nO2 + nN2;
M_g = (nC02*M_C02 + nH20*M_H20 + n02*M_02 + nN2*M_N2)/ntotal; %Massa molar dos
gases de combustão [Kg/mol]
%%%%%%%% Parâmetros para o cálculo do Cp %%%%%%%%%%
R=8.3144621*10^-3; % the universal gas constant of air [kJ./(mol*K)]
Rg = R/M g;
Ra = R/M_ar;
%Fração mássica
fm_N2 = nN2/ntotal * M_N2/ M_g;
fm_02 = n02/ntotal * M_02/ M_g;
fm CO2 = nCO2/ntotal * M CO2/ M g;
fm_H20 = nH20/ntotal * M_H20/M_g;
fmol N2 = nN2/ntotal;
fmol 02 = n02/ntotal;
fmol CO2 = nCO2/ntotal;
fmol H2O = nH2O/ntotal;
%qtd_turb = 2; %Está aqui por conveniencia se necessário ficar mudando
%qtd_comp = 2; %Está aqui por conveniencia se necessário ficar mudando
%qtd_comb = 1; %Está aqui por conveniencia se necessário ficar mudando
%%%%%%%%% LPC %%%%%%%%%%
if qtd_comp == 2
```

```
if SaidaBP == 1
        cp_a_1=Ra*(3.355+(0.575.*T(1).*10.^-3)-(0.016.*T(1).^-2.*10.^5));
        cp_a_2=Ra*(3.355+(0.575.*T(2).*10.^-3)-(0.016.*T(2).^-2.*10.^5));
        W_dot_LPC= (m_a-m_bp)*(cp_a_2*T(2)-cp_a_1*T(1)) %potência gerada pela LPC
[kW]
        cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
    else
        cp a 1=Ra*(3.355+(0.575.*T(1).*10.^-3)-(0.016.*T(1).^-2.*10.^5));
        cp_a_2=Ra*(3.355+(0.575.*T(2).*10.^-3)-(0.016.*T(2).^-2.*10.^5));
        W_dot_LPC= m_a*(cp_a_2*T(2)-cp_a_1*T(1)) %potência gerada pela LPC [kW]
        cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
    end
else% Checando o CP para uma ou duas turbinas
    cp a 1=Ra*(3.355+(0.575*T(1)*10^-3)-(0.016*T(1)^-2*10^5));
    cp_a_2=Ra*(3.355+(0.575*T(3)*10^-3)-(0.016*T(3)^-2*10^5));
    W dot LPC=(m a-m bp)*(cp a 2*T(3)-cp a 1*T(1)) %potência gerada pela LPC [kW]
    cp_a_LPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(3)+T(1))/2)*10^-3)-(0.016*((T(3)+T(1))/2)^-
2*10^5)); %Cp médio para cálculo do mi
end
mi_a_LPC=1/(1-(Ra/cp_a_LPC));
if qtd_comp == 2
    eta_LPC=(((P(2)/P(1)).^((mi_a_LPC-1)./mi_a_LPC))-1)./((T(2)/T(1))-1);
%Rendimento enrgético
else
    eta_LPC=(((P(3)/P(1)).^((mi_a_LPC-1)./mi_a_LPC))-1)./((T(3)/T(1))-1);
end
%%%%%%%%% HPC %%%%%%%%%%%
if qtd_comp == 2
    cp_a_3=Ra*(3.355+(0.575*T(3)*10^-3)-(0.016*T(3)^-2*10^5));
    W_dot_HPC= (m_a-m_bp) *(cp_a_3*T(3)-cp_a_2*T(2))
    cp_a_HPC=Ra*(3.355+(0.575*((T(2)+T(3))/2)*10^-3)-(0.016*((T(2)+T(3))/2)^-
2*10^5));
    mi_a_HPC=1/(1-(Ra/cp_a_HPC));
    eta_HPC=(((P(3)/P(2))^((mi_a_HPC-1)/mi_a_HPC))-1)/((T(3)/T(2))-1);
else
    cp_a_3=cp_a_2; %Caso não tenham dois compressores, iguala tudo ao compressos 1
(LPC)
    W_dot_HPC= W_dot_LPC
    cp_a_HPC=cp_a_LPC;
    mi_a_HPC=mi_a_LPC;
    eta_HPC=eta_LPC;
end
%%%%%%%%% HPT %%%%%%%%%%%
```
```
R_N2=0.2968; %Input da constante universal de cada gás para cálculo do Cpg
R_02=0.2598;
R_CO2=0.1889;
R H20=0.4615;%ALterado de 0.287 para 0.4615
cp_g_4 = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(4).*10^(-3))+(0.040.*T(4).^(-2).*10^(5)))) +... %0
10^5 aparece pois pela tabela que o Florian mostrou os números estão multplicados
por 10^-33 portanto precisa dividir por 10^3 e por 10^-5 portanto precisa
multiplicar por 10<sup>5</sup>
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(4).*10^(-3))-(0.227.*T(4).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*T(4).*10^(-3))-(1.157.*T(4)^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(4)*10^(-3))+(0.121.*T(4)^(-2).*10^(5))));
cp_g_5 = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(5).*10^(-3))+(0.040.*T(5).^(-2).*10^(5)))) +...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(5).*10^(-3))-(0.227.*T(5).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*T(5).*10^(-3))-(1.157.*T(5)^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(5)*10^(-3))+(0.121.*T(5)^(-2).*10^(5))));
cp_g_HPT = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*((T(4)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.040.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10^(5))))+ ...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))-(0.227.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10.^{(5)}))+ \dots
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))-
(1.157.*((T(5)+T(4))/2).^(-2).*10^(5))))+ ...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*((T(5)+T(4))/2).*10^(-3))+(0.121.*((T(5)+T(4))/2).^(-
2).*10^(5))));
mi_g_HPT=1./(1-(Rg./cp_g_HPT));
cv_g_HPT=cp_g_HPT-Rg;
gam1=cp_g_HPT./cv_g_HPT;
sub=1-mi_g_HPT;
eta_HPT=0.80; %Definido porém precisa ser visto (Perguntar florian)
%{
if EntradaBP == 1
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f).*(cp_g_5*T(5)-cp_g_4*T(4))) %potência gerada pela HPT
[kW]
else
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f-m_bp).*(cp_g_5*T(5)-cp_g_4*T(4))) %potência gerada pela
HPT [kW]
end
%}
if EntradaBP == 1
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f).*(cp_g_HPT*(T(5)-T(4)))) %potência gerada pela HPT [kW]
else
    W_dot_HPT=-((m_a+m_f-m_bp).*(cp_g_HPT*(T(5)-T(4)))) %potência gerada pela HPT
[kW]
end
%%%%%%%%% LPT %%%%%%%%%%%
```

```
fm2 N2
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_N2+m_bp./M_ar*3.762/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp./M
_ar); %QUESTIONAR ao FLORIAN
fm2 02
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_02+m_bp./M_ar*1.000/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp./M
_ar);
fm2 CO2
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_CO2+m_bp./M_ar*0.0014/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp.
/M_ar);
fm2_H20
=((m_a+m_f+m_ag)./M_g.*fm_H2O+m_bp./M_ar*0.0486/4.812)./((m_a+m_f+m_ag)./M_g+m_bp.
/M_ar);
cp_g_6 = ...
fm_N2.*(R_N2.*(3.28+(0.593.*T(6).*10^(-3))+(0.040.*T(6).^(-2).*10^(5))))+...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*T(6).*10^(-3))-(0.227.*T(6).^(-2).*10.^(5)))) +...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*T(6).*10^(-3))-(1.157.*T(6).^(-2).*10^(5)))) +...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*T(6).*10^(-3))+(0.121.*T(6).^(-2).*10^(5))));
cp_g_LPT = ...
fm N2.*(R N2.*(3.28+(0.593.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.040.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10^(5))))+...
fm_02.*(R_02.*(3.639+(0.506.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))-(0.227.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10.^(5))))+...
fm_CO2.*(R_CO2.*(5.457+(1.045.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))-
(1.157.*((T(6)+T(5))/2).^(-2).*10^(5))))+...
fm_H20.*(R_H20.*(3.47+(1.45.*((T(6)+T(5))/2).*10^(-3))+(0.121.*((T(6)+T(5))/2).^(-
2).*10^(5))));
cv_g_LPT=cp_g_LPT-Rg;
gam2=cp_g_LPT./cv_g_LPT;
mi_g_LPT=1./(1-(Rg./cp_g_LPT));
eta_LPT=-1*(((T(6)./T(5))-1)./(1-(P(5)./P(6)).^((1-
mi_g_LPT)./mi_g_LPT)));%rendimento energético
%W_dot_LPT=-((m_a+m_f+m_ag).*cp_g_LPT.*T(6)-(m_a-m_bp+m_f+m_ag).*cp_g_LPT.*T(5)-
(m_bp.*cp_a_2.*T(2))) %potência gerada pela LPT [kW]
W_dot_LPT=-((m_a+m_f+m_ag).*cp_g_6.*T(6)-(m_a-m_bp+m_f+m_ag).*cp_g_5.*T(5)-
(m_bp.*cp_a_2.*T(2))) %potência gerada pela LPT [kW]
%%%%%%%%% MOTOR %%%%%%%%%%%
%Potência líquida do motor
if qtd_turb == 2
    if qtd comp == 2
        W_dot_TT=(W_dot_HPT+W_dot_LPT-W_dot_LPC-W_dot_HPC)
    else
        W_dot_TT=(W_dot_HPT+W_dot_LPT-W_dot_HPC)
    end
else
    if qtd_comp == 2
        W_dot_TT=(W_dot_HPT-W_dot_LPC-W_dot_HPC)
    else
        W_dot_TT=(W_dot_HPT-W_dot_HPC)
    end
```

end

```
eta_TT = W_dot_TT ./ (m_f .* LHV); % eficiênciaenergética total
%%%%%%%%% EXERGIA %%%%%%%%%%%
%exergia química do combustível
%ex Q fuel=(1.0401+0.01728*y/x*1/12 + 0.0432*z/x*16/12).*LHV %Questionar sobre o S
ex_Q_fuel=(1.0401+0.01728*y/x + 0.0432*z/x).*LHV; %Questionar sobre o S
%quimica do combustível [kJ/mol]
Q_N2 = 0.72; %exergia química do N2
Q_02 = 3.97; %exergia química do 02
Q_CO2 = 19.87; %exergia química do CO2
Q_H2O = 9.49; % exergia química do H2O
%exergias físicas relacionadas à temperatura
ex_Tref = 0;
T ref = T(1);
ex_T1 = cp_a_1 .* ((T(1) - T_ref) - T_ref.* log(T(1) ./T_ref));
ex_T2 = cp_a_2 .* ((T(2) - T_ref) - T_ref .* log(T(2) ./T_ref));
ex_T3 = cp_a_3.* ((T(3) - T_ref) - T_ref .* log(T(3) ./T_ref))
ex_T4 = cp_g_4.* ((T(4)- T_ref) - T_ref .* log(T(4) ./T_ref));
ex_T5 = cp_g_5.* ((T(5) - T_ref) - T_ref .* log(T(5) ./T_ref));
ex_T6 = cp_g_6.* ((T(6) - T_ref) - T_ref.* log(T(6) ./T_ref));
%exergias físicas relacionadas à pressão
P_ref = P(1)
ex_P1 = R .* T_ref .* log(P(1) ./ P_ref) ./ M_ar;
ex_P2 = R .* T_ref .* log(P(2)./ P_ref) ./ M_ar;
ex_P3 = R .* T_ref .* log(P(3) ./ P_ref) ./ M_ar
ex_P4 = R .* T_ref .* log(P(4) ./P_ref) ./ M_g;
ex_P5 = R .* T_ref .* log(P(5)./ P_ref) ./ M_g;
ex_P6 = R .* T_ref .* log(P(6)./ P_ref) ./ M_g;
%exergias físicas
ex F1 = ex P1 + ex T1;
ex_F2 = ex_P2 + ex_T2;
ex_F3 = ex_P3 + ex_T3
ex_F4 = ex_P4 + ex_T4;
ex_{F5} = ex_{P5} + ex_{T5};
ex_F6 = ex_P6 + ex_T6;
if m_ag==0
ex_Fw = 0;
else
   %Verificar a fonte e generalizar
ex Fw = 84.884-83.278 -T ref*(0.29399-0.29432);
end
%Exergias químicas
ex_Q= ((fmol_N2.* Q_N2 + fmol_O2.* Q_O2+ fmol_CO2.* Q_CO2 + fmol_H2O.*Q_H2O) + ...
(R .* T_ref) .* (fmol_N2 .* log(fmol_N2) + fmol_02 .* log(fmol_02)+fmol_C02 .*
log(fmol_CO2) + fmol_H2O .* log(fmol_H2O))) ./ M_g;
%taxa de exergia (kW)
if m_bp == 0
```

```
ex_d_F1 = ex_F1.*m_a;
```

```
ex_d_F2 = ex_F2.*m_a;
    ex_d_F21 = ex_F1.*m_bp; %exergia bypass
    ex_d_F3 = ex_F3.*m_a
    ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
    ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag);
    ex_d_w = ex_Fw*m_ag
else
    if EntradaBP == 1
        ex_d_F1 = ex_F1.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
        ex_d_F2 = ex_F2.*(m_a-m_bp)
        ex_d_{F3} = ex_{F3.*}(m_a-m_bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if SaidaBP == 1
            ex_d_F5 = (ex_F5+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        else
            ex_d_F5 = (ex_F5+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        end
    else
        ex_d_{F1} = ex_{F1.*}(m_a)
        ex_d_F2 = ex_F2.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
        ex_d_F3 = ex_F3.*(m_a-m_bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if SaidaBP == 1
            ex_d_F5 = (ex_F5+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        else
            ex d F5 = (ex F5+ex Q).*(m a-m bp+m f+m ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        end
    end
end
%taxa de exergia (kW)
if m_bp == 0
    ex d F1 = ex F1.*m a
    ex_d_F2 = ex_F2.*m_a
    ex d F21 = ex F1.*m bp %exergia bypass
    ex d F3 = ex F3.*m a
    ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
    ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_F5 = (ex_F5+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
    ex_d_w = ex_Fw*m_ag
else
    if SaidaBP == 1
        ex_d_F1 = ex_F1.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
```

```
ex_d_F2 = ex_F2.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F3 = ex_F3.*(m_a-m_bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if EntradaBP == 1
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        else
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        end
    else
        ex d F1 = ex F1.*(m a)
        ex d_F2 = ex_F2.*(m_a-m_bp)
        ex_d_F21 = ex_F3.*m_bp %exergia bypass
        ex d F3 = ex F3.*(m a-m bp)
        ex_d_comb = ex_Q_fuel .* m_f %exergia total do combustível
        ex_d_F4 = (ex_F4+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
        if EntradaBP == 1
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_{F6} = (ex_{F6}+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw^*m_ag
        else
            ex_d_{F5} = (ex_{F5}+ex_Q).*(m_a-m_bp+m_f+m_ag)
            ex_d_F6 = (ex_F6+ex_Q).*(m_a+m_f+m_ag)
            ex_d_w = ex_Fw*m_ag
        end
    end
end
%eficiência exergética
if SaidaBP == 0
    eta_x_LPC = (ex_d_F2)/W_dot_LPC; %eficiência exergética do LPC
    eta_x_HPC = (ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética do HPC
    eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3+ex_d_w)) % eficiência exergética da CC
    eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb); %eficiência exergética total do motor
    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética da HPT
    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)); %eficiência exergética da LPT
else
    if qtd_comp == 2
        if SaidaBP == 1
            eta_x_LPC = (ex_d_F2+ex_d_F21)/W_dot_LPC %eficiência exergética do LPC
            eta_x_HPC = (ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética do HPC
            eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
            eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do
motor
            if qtd turb == 2
                if EntradaBP == 1
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
%eficiência exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
```

```
eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
                eta_x_LPT = 0
            end
        else
            eta x LPC = (ex d F2)/W dot LPC %eficiência exergética do LPC
            eta_x_HPC = (ex_d_F21+ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência
exergética do HPC
            eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
            eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do
motor
            if qtd turb == 2
                if EntradaBP == 1
                    eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
%eficiência exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    eta x HPT = (W dot HPT/(ex d F4 - ex d F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
                eta_x_LPT = 0
            end
        end
    else
        eta_x_LPC = 0
        eta_x_HPC = (ex_d_F21+ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC
        eta_x_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
        eta_x_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
        if qtd turb == 2
            if EntradaBP == 1
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência exergética
da LPT
            else
                eta_x_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética
da HPT
                eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
            end
        else
             eta x HPT = (W dot HPT/(ex d F21+ex d F4 - ex d F5))
             eta x LPT = 0
        end
    end
end
%{
%eficiência exergética
if SaidaBP == 0
```

```
psi_LPC = (ex_d_F2)/W_dot_LPC %eficiência exergética do LPC
    psi_HPC = (ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética do HPC
    psi_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3+ex_d_w)) % eficiência exergética da CC
    psi_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
    psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética da HPT
    psi_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência exergética da LPT
else
    if qtd comp == 2
        if SaidaBP == 1
            psi_LPC = (ex_d_F2+ex_d_F21)/W_dot_LPC %eficiência exergética do LPC
            psi_HPC = (ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética do HPC
            psi_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
            psi_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
            if qtd turb == 2
                if EntradaBP == 1
                    psi HPT = (W dot HPT/(ex d F21+ex d F4 - ex d F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta x LPT = (W dot LPT/(ex d F5 - ex d F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
                eta_x_LPT = 0
            end
        else
            psi LPC = (ex d F2)/W dot LPC %eficiência exergética do LPC
            psi_HPC = (ex_d_F21+ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC %eficiência exergética
do HPC
            psi_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
            psi_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
            if qtd turb == 2
                if EntradaBP == 1
                    psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
                else
                    psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                    eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6))
%eficiência exergética da LPT
                end
            else
                psi HPT = (W dot HPT/(ex d F21+ex d F4 - ex d F5))
                eta_x_PT = 0
            end
        end
    else
        psi_LPC = 0
        psi_HPC = (ex_d_F21+ex_d_F3-ex_d_F2)/W_dot_HPC
        psi_CC= (ex_d_F4/(ex_d_comb+ex_d_F3)) % eficiência exergética da CC
        psi_TT = (W_dot_TT)/(ex_d_comb) %eficiência exergética total do motor
```

```
if qtd_turb == 2
            if EntradaBP == 1
                psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência
exergética da HPT
                eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência exergética
da LPT
            else
                psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F4 - ex_d_F5)) %eficiência exergética
da HPT
                eta_x_LPT = (W_dot_LPT/(ex_d_F21+ex_d_F5 - ex_d_F6)) %eficiência
exergética da LPT
            end
        else
             psi_HPT = (W_dot_HPT/(ex_d_F21+ex_d_F4 - ex_d_F5))
             eta x LPT = 0
        end
    end
end
%}
%{
%Balanço exergético [kW]
ex_dd_1= ex_d_F1+ W_dot_LPC - ex_d_F2; %balanco exergético no LPC
ex_dd_2 = ex_d_F2 + W_dot_HPC - ex_d_F3 - ex_d_F21; %balanco exergético no HPC
ex_dd_3= ex_d_F3 + ex_d_comb + ex_d_w - ex_d_F4; %balanço exergético da cc
ex dd 4 = ex d F4 - W dot HPT - ex d F5; %balanço exergético no HPT
ex_dd_5 = ex_d_F5 + ex_d_F21 - W_dot_LPT - ex_d_F6; %balanço exergético no LPT
%Eficiências exergéticas [%]
eta_x_LPC = 1 - (ex_dd_1./ (W_dot_LPC + ex_d_F1)) %eficiência exergética do LPC
eta_x_HPC = 1 - (ex_dd_2./ (W_dot_HPC + ex_d_F2)) %eficiência exergética do HPC
eta_x_CC= 1 - (ex_dd_3./ (ex_d_F3 + ex_d_comb+ex_d_w)) % eficiência exergética da
CC
eta_x_HPT = 1 - (ex_dd_4./ (ex_d_F4)) %eficiência exergética da HPT
eta_x_LPT = 1 - (ex_dd_5 ./ (ex_d_F5+ex_d_F21)) %eficiência exergética da LPT
eta_x_TT = (W_dot_TT) ./ (ex_d_comb); %eficiência exergética total do motor
%}
```