

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE MEDEIROS MIRANDA MARTINS

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS INDUSTRIAL
OPERANDO EM CICLO REGENERATIVO MODIFICADO

JUIZ DE FORA
2020

FELIPE MEDEIROS MIRANDA MARTINS

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS INDUSTRIAL
OPERANDO EM CICLO REGENERATIVO MODIFICADO

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

JUIZ DE FORA

2020

Ficha catalográfica elaborada através do programa de
geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF,
com os dados fornecidos pelo (a) autor (a).

Medeiros Miranda Martins, Felipe.

Análise de desempenho de uma microturbina a gás industrial
operando em ciclo regenerativo modificado / Felipe Medeiros
Miranda Martins. -- 2020.

99 f.: il.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade
Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2020.

1. Microturbinas a gás. 2. Desempenho. 3. Ciclo Regenerativo. I.
Aurélio da Cunha Alves, Marco, orient. II. Título.

FELIPE MEDEIROS MIRANDA MARTINS

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS INDUSTRIAL
OPERANDO EM CICLO REGENERATIVO MODIFICADO

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 16 de novembro de 2020.

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves
Universidade Federal de Juiz de Fora



Prof. Dr. Manuel Arturo Rendón Maldonado
Universidade Federal de Juiz de Fora



Eng. Fabricio Valerio Godinho
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao meu pai, Sergio, pelo apoio incondicional ao longo da faculdade, proporcionando sempre motivação e um auxílio que sem ele, dificultaria o processo de chegar até aqui.

Aos meus familiares, pelo apoio durante a jornada e entendimento frente as minhas ausências em determinados momentos.

Aos meus amigos por estarem juntos comigo sempre, tornando o ambiente da faculdade menos difícil e ajudando nos diversos desafios enfrentados.

Aos profissionais da Becton Dickinson Indústrias Cirúrgicas Ltda, onde realizei meu estágio, por me transmitirem conhecimento e experiências profissionais que com certeza, me preparam para o mercado de trabalho, sempre da melhor maneira possível.

Ao professor Marco Alves, pela orientação no trabalho, pelos conhecimentos transmitidos e pela confiança.

'Cada sonho que você deixa pra trás, é um pedaço do seu futuro que deixa de existir. '

Steve Jobs

RESUMO

O presente estudo tem como principal foco realizar a análise de desempenho de uma microturbina industrial Capstone C30 operando sob ciclo regenerativo modificado, em que se utiliza os gases de escape de uma turbina de alta pressão, passando pelo regenerador, para alimentar uma turbina de baixa pressão, retirando potência da turbina de baixa pressão. O objetivo desse estudo se concentra na comparação de desempenho deste ciclo, entre uma análise ideal, sem considerar perdas e eficiências, e em uma análise real. Para essa análise, foi modelado idealmente os ciclos Brayton, regenerativo e modificado, através de relações termodinâmicas e em seguida, simulado no software de análise de desempenho de turbinas a gás, DESTUR. Avaliando os resultados ideais, observou-se uma eficiência 15,5% maior obtida pelo ciclo regenerativo modificado, quando comparado ao ciclo regenerativo convencional nas mesmas condições de operação. Quedas de trabalho específico, devido as modificações de operação da microturbina para off-design foram observados. Após simulações, verificou-se que a consideração de eficiências de componentes, perdas de pressão e variações na composição do fluido afetam de maneira direta o desempenho, em que a eficiência de maneira real, se mostrou 14,75% menor comparada ao ciclo regenerativo convencional e o trabalho específico, alinhado ao comportamento ideal, se reduziu. Constatou-se que para altos valores de razão de pressão do ciclo, a modificação proposta se confirma pela obtenção de maiores eficiências e trabalho específico, quando comparado ao ciclo regenerativo convencional nas mesmas condições de operação, mas não sendo aplicável à microturbina Capstone C30, devido a suas características de menor porte e limitações.

Palavras-chave: Microturbina a gás. Desempenho. Ciclo Regenerativo.

ABSTRACT

The present study has as main focus to perform the performance analysis of a Capstone C30 industrial microturbine operating under a modified regenerative cycle, in which the exhaust gases of a high pressure turbine, through the regenerator are used to power a low pressure turbine, drawing power from the low pressure turbine. The objective of this study is to compare the performance of this cycle, between an ideal analysis, without considering losses and efficiencies, and in a real analysis. For this analysis, the Brayton cycles were ideally modeled, regenerative and modified, using thermodynamic relationships and then simulated in the gas turbine performance analysis software, DESTUR. Evaluating the ideal results, it was observed a 15.5% greater efficiency obtained by the modified regenerative cycle, when compared to the conventional regenerative cycle under the same operating conditions. Specific work drops due to modifications of the microturbine operation to off-design were observed. After simulations, it was found that the consideration of component efficiencies, pressure losses and variations in fluid composition directly affect performance, in which efficiency was shown to be 14.75% lower compared to the conventional regenerative cycle and specific work, in line with ideal behavior, has been reduced. It was found that for high cycle pressure ratio values, the proposed modification is confirmed by obtaining greater efficiencies and specific work, when compared to the conventional regenerative cycle under the same operating conditions, but not being applicable to the Capstone C30 microturbine, due its smaller features and limitations.

Keywords: Gas Microturbine. Performance. Regenerative cycle.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|--|----|
| Figura 1 — Desenvolvimento das temperaturas máximas ao longo dos anos | 20 |
| Figura 2 — Desenvolvimento das razões de pressões ao longo dos anos | 20 |
| Figura 3 — Exemplo de uma turbina a gás aeroderivativa - GE LM6000 | 21 |
| Figura 4 — Exemplo de uma turbina a gás Heavy Duty - GE 7HA | 22 |
| Figura 5 — Microturbina Capstone C30 | 24 |
| Figura 6 — Disposição de componentes - Ciclo simples | 26 |
| Figura 7 — Disposição de componentes - Ciclo regenerativo..... | 27 |
| Figura 8 — Compressor centrífugo | 28 |
| Figura 9 — Compressor axial..... | 29 |
| Figura 10 — Tipos de câmara de combustão (a) Tubular (b) Multi-Tubular (c) Tubo-anular (d) Anular..... | 30 |
| Figura 11 — Câmara de combustão do tipo anular..... | 31 |
| Figura 12 — Turbina axial de 3 estágios..... | 33 |
| Figura 13 — Configuração back-to-back Microturbina | 34 |
| Figura 14 — Influência da efetividade na eficiência de microturbinas..... | 35 |
| Figura 15 — Configurações de Turbinas a gás e Microturbinas em Ciclo simples... 37 | |
| Figura 16 — Configurações de Microturbinas em Ciclo regenerativo | 37 |
| Figura 17 — Caminho percorrido pelo ar/mistura - Ciclo Brayton simples | 38 |
| Figura 18 — Ciclo Brayton simples | 39 |
| Figura 19 — Ciclo Brayton simples - Configuração..... | 40 |
| Figura 20 — Eficiência versus razão de pressão - Ciclo Brayton simples..... | 42 |
| Figura 21 — Trabalho específico líquido versus razão de pressão - Ciclo Brayton simples | 43 |
| Figura 22 — Ciclo Brayton simples com irreversibilidades..... | 44 |
| Figura 23 — Diagrama Txs Ciclo Brayton Regenerativo..... | 45 |
| Figura 24 — Ciclo Brayton Regenerativo - Configuração..... | 46 |
| Figura 25 — Eficiência versus razão de pressão - Ciclo Brayton Regenerativo..... | 47 |
| Figura 26 — Ciclo Regenerativo Modificado - Vasserman..... | 49 |
| Figura 27 — Diagrama T-s Ciclo regenerativo convencional (1-2-5-3-4-6-1) e Ciclo Regenerativo - Vasserman (1-2-7-3-8-9-10-1) | 50 |
| Figura 28 — Eficiência e Potência versus Temperatura ambiente ao nível do mar . | 52 |
| Figura 29 — Microturbina Capstone C30 | 55 |
| Figura 30 — Módulos DESTUR | 58 |
| Figura 31 — Módulos, vetores estação e fatores de módulo. | 58 |
| Figura 32 — Ciclo regenerativo modificado proposto..... | 60 |
| Figura 33 — Diagrama Txs Ciclo Brayton Regenerativo modificado..... | 62 |
| Figura 34 — Ciclo regenerativo modificado composto | 63 |
| Figura 35 — Eficiência versus razão de temperaturas no compressor - CB, CRC e CRM | 66 |

| | |
|---|----|
| Figura 36 — Razão de eficiências entre CRM e CRC versus coeficiente adimensional c | 67 |
| Figura 37 — Trabalho específico versus coeficiente adimensional c - CB, CRC e CRM | 69 |
| Figura 38 — Razão de trabalhos específicos entre CRM e CB versus coeficiente adimensional c | 70 |
| Figura 39 — Eficiência versus razão de pressão - CRC e CRM Reais | 71 |
| Figura 40 — Trabalho específico versus razão de pressão - CRC e CRM Reais | 73 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 — Modelos de microturbinas existentes no mercado | 25 |
| Tabela 2 — Características Microturbina Capstone C30 | 56 |
| Tabela 3 — Parâmetros de entrada - Microturbina Capstone | 64 |
| Tabela 4 — Eficiências de componentes | 65 |
| Tabela 5 — Coeficientes adimensional t e T (K) | 66 |
| Tabela 6 — Coeficiente adimensional c e razão de pressão | 66 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|------|--|
| CC | Câmara de combustão |
| GD | Geração distribuída |
| HP | High Pressure |
| HPT | High Pressure Turbine |
| LPT | Low Pressure Turbine |
| LPC | Low Pressure Compressor |
| HPC | High Pressure Compressor |
| CB | Ciclo Brayton |
| CRC | Ciclo Regenerativo Convencional |
| CRM | Ciclo Regenerativo Modificado |
| CRMC | Ciclo Regenerativo Modificado Composto |

LISTA DE SÍMBOLOS

- w_c – Trabalho específico compressor
- c_p – Calor específico a pressão constante
- T_s – Temperatura de saída
- T_e – Temperatura de entrada
- q_h – Quantidade de calor adicionado ao fluido específico
- w_t – Trabalho específico turbina
- η_B – Eficiência ciclo Brayton
- T_3 – Temperatura no ponto 3
- T_4 – Temperatura no ponto 4
- T_2 – Temperatura no ponto 2
- T_1 – Temperatura no ponto 1
- P_2 – Pressão no ponto 2
- P_1 – Pressão no ponto 1
- k – Constante da natureza do gás
- c – Coeficiente adimensional relativo a razão de pressão
- t – Coeficiente adimensional relativo a máxima temperatura do ciclo
- η_{CRC} – Eficiência ciclo regenerativo convencional
- η_C – Eficiência isentrópica do compressor
- w_{ideal} – Trabalho específico ideal
- w_{real} – Trabalho específico real
- T_{2s} – Temperatura no ponto 2 isentrópico
- η_t – Eficiência isentrópica da turbina
- T_{4s} – Temperatura no ponto 4 isentrópico
- η_r – Efetividade regenerador
- q_{hreal} – Quantidade de calor adicionado ao fluido específico real
- q_{hideal} – Quantidade de calor adicionado ao fluido específico ideal
- T_x – Temperatura saída regenerador real
- $T_{x'}$ – Temperatura saída regenerador ideal
- η_{CRM} – Eficiência ciclo regenerativo modificado
- w_{CRM} – Trabalho específico ciclo regenerativo modificado

\dot{m} – Vazão mássica

SUMÁRIO

| | | |
|---------|---|----|
| 1 | INTRODUÇÃO | 16 |
| 1.1 | JUSTIFICATIVA | 17 |
| 1.2 | OBJETIVOS | 18 |
| 1.2.1 | Objetivo geral | 18 |
| 1.2.2 | Objetivos específicos | 18 |
| 1.3 | ESCOPO DO TRABALHO | 18 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 19 |
| 2.1 | TURBINAS A GÁS | 19 |
| 2.2 | TIPOS DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS | 21 |
| 2.2.1 | Turbinas a gás aeroderivativas | 21 |
| 2.2.2 | Turbinas a gás Heavy Duty | 22 |
| 2.3 | MICROTURBINAS | 22 |
| 2.3.1 | Introdução | 22 |
| 2.3.2 | Modelos existentes no mercado | 24 |
| 2.3.3 | Disposição e componentes de Turbinas a gás e Microturbinas | 25 |
| 2.3.3.1 | Compressores | 27 |
| 2.3.3.2 | Câmara de combustão | 29 |
| 2.3.3.3 | Turbina | 32 |
| 2.3.3.4 | Regenerador (Trocador de Calor) | 34 |
| 2.3.3.5 | Configurações de turbinas a gás e microturbinas | 35 |
| 2.3.4 | Princípio de Funcionamento | 38 |
| 2.3.4.1 | Ciclo Brayton simples | 38 |
| 2.3.4.2 | Ciclo Brayton Regenerativo Convencional | 44 |
| 2.3.4.3 | Ciclo Regenerativo - Vasserman | 48 |
| 2.3.5 | Características de desempenho | 49 |
| 3 | METODOLOGIA | 55 |
| 3.1 | MICROTURBINA CAPSTONE C30 | 55 |
| 3.1.1 | Introdução | 55 |
| 3.1.2 | Características gerais | 56 |
| 3.2 | SOFTWARE DESTUR | 57 |
| 3.3 | CICLO REGENERATIVO MODIFICADO PROPOSTO | 59 |
| 3.4 | CICLO REGENERATIVO MODIFICADO COMPOSTO | 62 |
| 4 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 64 |
| 4.1 | COMPARAÇÕES ENTRE CICLOS IDEAIS | 65 |
| 4.1.1 | Eficiência | 65 |
| 4.1.2 | Trabalho específico | 68 |
| 4.2 | COMPARAÇÃO ENTRE CICLOS REAIS | 71 |
| 4.2.1 | Eficiência | 72 |
| 4.2.2 | Trabalho específico | 72 |

| | | |
|-----|---|----|
| 5 | CONCLUSÃO | 74 |
| 5.1 | SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS | 75 |
| | REFERÊNCIAS | 76 |
| | APÊNDICE A —Eficiência ciclo Brayton simples (CB)..... | 78 |
| | APÊNDICE B — Trabalho específico líquido ciclo Brayton simples..... | 80 |
| | APÊNDICE C — Eficiência Ciclo Brayton Regenerativo Convencional (CRC)..... | 82 |
| | APÊNDICE D — Eficiência ciclo regenerativo modificado (CRM)..... | 85 |
| | APÊNDICE E — Trabalho específico Ciclo Regenerativo Modificado..... | 89 |
| | ANEXO A - Tabela de dados análise ideal..... | 91 |
| | ANEXO B — Tabela de dados CRC Real | 92 |
| | ANEXO C — TABELA DE DADOS CRM REAL..... | 95 |
| | ANEXO D — TERMO DE DECLARAÇÃO DE AUTENTICIDADE..... | 98 |

1 INTRODUÇÃO

Com a evolução da globalização no mundo e conseqüentemente um aumento da demanda de energia para população, comércios, transportes e indústrias, os mecanismos de geração desta tornam-se cada vez mais desafiados para conseguir uma geração mais limpa, eficiente e segura. Dentre os principais meios de geração de energia, sendo eles: usinas termelétricas, nucleares, hidrelétricas, solares e instalações de gás natural, são possível observar uma demanda de oferta interna no país de 12,2% para Gás Natural, relativo à oferta total (BEN, 2020). Considerando uma grande dependência do país na geração de energia por meio de usinas hidrelétricas, investimentos em outros meios de geração se mostram de grande importância, para balancear o sistema em épocas de escassez das chuvas no país.

As Microturbinas a gás que são pequenas unidades de potência, produzindo cerca de 25 kW a 500 kW (SOARES, 2011), surgem neste cenário como uma alternativa para a geração de energia, baseando-se no conceito de geração distribuída, apresentando vantagens como a possibilidade de utilização de forma complementar ao sistema de geração ou como um gerador de emergência. Além disso, possibilidade de entregar energia próximo ao local de consumo, evitando custos elevados de transmissão, possibilidade de operação com diversos combustíveis (Diesel, gás natural, etanol, biomassa, querosene entre outros) e também operando com baixos níveis de emissões.

Turbinas e microturbinas no geral, podem operar de acordo com uma gama de ciclos, componentes e esquemas, visando sempre um melhor aproveitamento da energia consumida, e assim, resultando em uma maior eficiência energética. Geralmente, microturbinas se tornam vantajosas, quando utilizadas em ciclos com reaproveitamento de energia, sendo estes chamados de ciclos combinados, em que utiliza-se gases de escape de um processo para abastecer parcialmente ou integralmente outro, ou como interesse de estudo deste trabalho, ciclos regenerativos, em que os gases de escape com alto potencial energético são reaproveitados em um trocador de calor, reduzindo o consumo e conseqüentemente aumentando a eficiência.

Neste contexto, discutir sobre desempenho de Microturbinas operando sob ciclo regenerativo, justifica-se para que seja possível buscar oportunidades de

melhoria de eficiências, sendo o objetivo deste trabalho analisar o desempenho de uma microturbina industrial operando em um ciclo regenerativo modificado a ser proposto, em que a partir da implementação de uma turbina de baixa pressão no ciclo regenerativo convencional, utiliza-se os gases de escape da turbina de alta pressão através do regenerador, para abastecer a turbina de baixa, visando a obtenção de maiores eficiências. Para alcançar o objetivo geral, propõe-se conceituar os ciclos regenerativos convencional e proposto, descrever os principais parâmetros de desempenho de microturbinas, realizar e analisar simulações de desempenho através do software DESTUR (ALVES, 2003), comparar o ciclo regenerativo proposto com o modelo ideal e por fim analisar a viabilidade técnica e econômica do ciclo proposto.

1.1 JUSTIFICATIVA

Discutir sobre desempenho de microturbinas mostra-se importante nos dias atuais por se tratar de uma tecnologia recente e que busca entrar no mercado oferecendo vantagens competitivas com relação aos demais processos de geração de energia do mesmo porte. Assim, é possível notar que o desempenho de microturbinas pode impactar direta ou indiretamente indústrias, por exemplo, em operações de emergência, que são os casos em que o sistema atua de maneira rápida complementando ou substituindo os sistemas principais de geração e também em comércios e residências, que podem se beneficiar através da geração distribuída, tendo a unidade de geração de energia elétrica próxima do local de utilização. Para tanto, analisar parâmetros de desempenho destes sistemas se mostra de grande importância para que seja possível buscar oportunidades de melhoria de eficiência, aumentando a competitividade dos sistemas de microturbinas nos mercados.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em analisar o desempenho de uma microturbina a gás industrial operando sob ciclo regenerativo modificado, com vistas à obtenção de eficiências maiores que os ciclos regenerativos convencionais.

1.2.2 Objetivos específicos

- A. Conceituar o ciclo regenerativo convencional e o ciclo proposto, sendo este, o ciclo regenerativo modificado;
- B. Descrever os principais parâmetros de desempenho de uma microturbina a gás;
- C. Apresentar a análise de desempenho através do software DESTUR;
- D. Comparar o ciclo regenerativo proposto com o convencional;
- E. Analisar a viabilidade técnica e econômica do novo ciclo regenerativo.

1.3 ESCOPO DO TRABALHO

O Capítulo 1 apresenta a introdução, justificativa e os objetivos do trabalho.

O Capítulo 2, apresenta a Revisão Bibliográfica, que tem seu início em Turbinas a gás industriais. Na sequência, tem-se Microturbinas, tratando sobre características gerais, modelos, principais componentes, princípio de funcionamento e parâmetros de desempenho.

A Metodologia, descrita no Capítulo 3, apresenta a Microturbina a ser estudada, assim como o software de simulação e o Ciclo Regenerativo Proposto.

Resultados e discussões são vistos no Capítulo 4, em que se observam as análises realizadas com relação aos ciclos ideais e reais nos parâmetros de desempenho definidos.

Por fim, o Capítulo 5, apresenta conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TURBINAS A GÁS

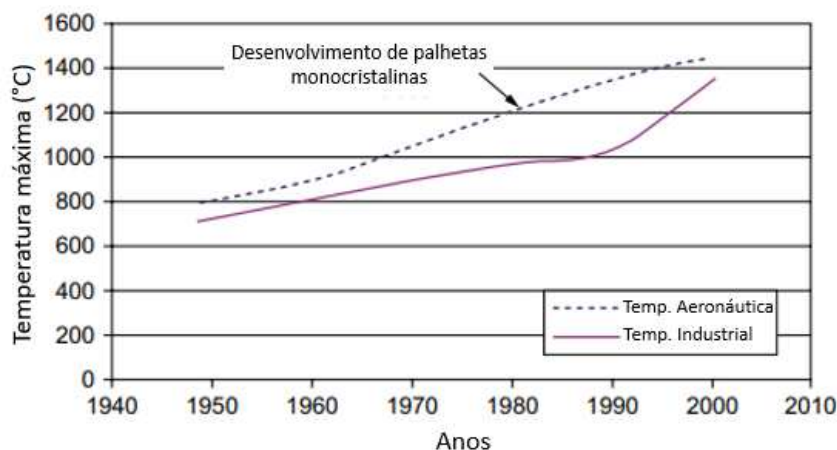
Segundo (SARAVANAMUTTOO, 2001), as turbinas a gás se mostram como uma grande invenção desde o século XX no cenário pós-segunda guerra mundial, onde se iniciaram os primeiros projetos para futuras aplicações de geração de energia elétrica, sendo estas pouco competitivas com os já conhecidos sistemas de geração de vapor e motores diesel.

A história se inicia em projetos desenvolvidos para fins de propulsão aeronáutica, devido à alta energia de propulsão gerada nas saídas dos bocais. Estes modelos se mostravam ineficientes, inviáveis e com alta geração de ruído para aplicações industriais, necessitando de investimentos e estudos para essas aplicações.

Alguns fatores importantes contribuíam para a baixa competitividade destas, sendo eles, o ainda baixo desenvolvimento da indústria metalúrgica, limitando assim os valores de temperaturas máximas atingidas, baixos índices de razões de pressões, limitados pela aerodinâmica nos processos envolvidos no escoamento do fluido de trabalho e também as eficiências dos componentes.

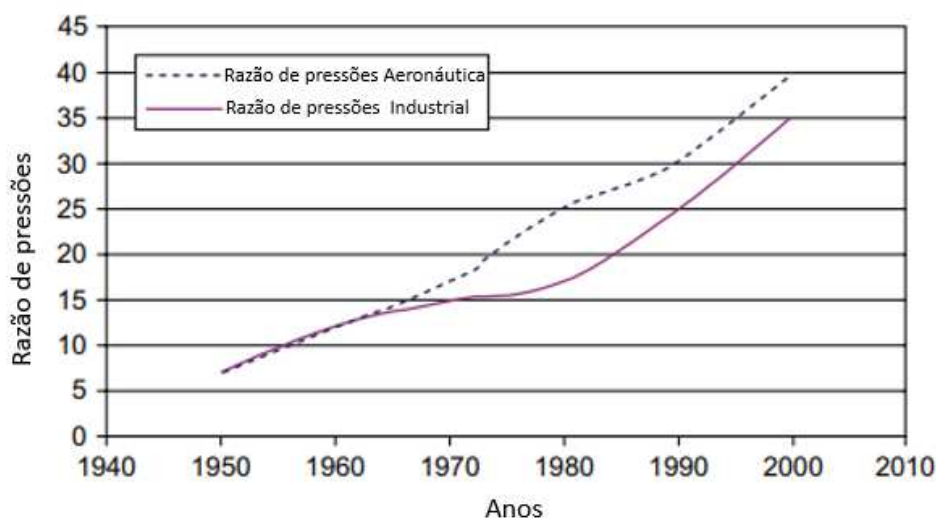
Pode-se observar na figura 1, a seguir, a evolução das temperaturas máximas atingidas de acordo com os anos tanto para turbinas a gás voltadas para propulsão aeronáutica, quanto para turbinas a gás industriais. Na figura 2, é possível observar também a evolução relacionada às razões de pressões.

Figura 1 — Desenvolvimento das temperaturas máximas ao longo dos anos



Fonte: Adaptado de BOYCE (2011)

Figura 2 — Desenvolvimento das razões de pressões ao longo dos anos



Fonte: Adaptado de BOYCE (2011)

Além do desenvolvimento destes fatores, podemos citar também como mecanismos para obtenção de maiores eficiências, aplicações em que se utilizam ciclos combinados entre instalações a gás e a vapor, implementação de ciclos com resfriamentos intermediários e como objetivo de estudo deste trabalho, implementação de trocadores de calor no ciclo, ou como normalmente conhecidos, regeneradores, recuperando parte da energia que seria perdida através dos gases de escape da turbina.

2.2 TIPOS DE TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS

2.2.1 Turbinas a gás aeroderivativas

Com o desenvolvimento de tecnologias, surgiram os modelos chamados de aeroderivativas, sendo estas, unidades originalmente projetadas para propulsão aeronáutica, em que a partir da substituição de componentes, tornou-se possível a geração de energia elétrica de maneira mais barata, quando comparada com um projeto exclusivo de um sistema semelhante. Alterações nos sistemas de combustão e inclusão de turbinas de potência, tornam-se necessários nestes projetos. Turbinas a gás aeroderivativas, possuem como faixas de potência de 2,5 MW a cerca de 50 MW, podendo atingir eficiências entre 35% a 45% (BOYCE, 2011). A figura 3 a seguir mostra um modelo deste tipo de turbina.

Figura 3 — Exemplo de uma turbina a gás aeroderivativa - GE LM6000



Fonte: Catálogo GE Power

Esses modelos se caracterizam por sua alta confiabilidade, melhores relações de peso/potência, maior facilidade de manutenções, maior eficiência, facilidade de estar em plena potência em curtos espaços de tempo e também por suportar variações nos carregamentos. Por esses motivos, comumente estas são utilizadas em aplicações marítimas e industriais.

2.2.2 Turbinas a gás Heavy Duty

Além das turbinas a gás aeroderivativas, existem também os modelos conhecidos como Heavy Duty, sendo estes modelos mais robustos e amplamente utilizadas em aplicações industriais onde limitações de peso e tamanho não existem. Possuem grande flexibilidade de combustíveis, altas confiabilidades e podem atingir potências de saída de cerca de 480 MW. Instalações de potência desta categoria operam com eficiências entre 30% a 48% (BOYCE, 2011). A seguir na figura 4 temos um exemplo de uma turbina a gás heavy duty.

Figura 4 — Exemplo de uma turbina a gás Heavy Duty - GE 7HA



Fonte: Catálogo GE Power

2.3 MICROTURBINAS

2.3.1 Introdução

Microturbinas são consideradas pequenas turbinas a gás operando em faixas de potência entre 25 kW a 500 kW (SOARES, 2011). Estes modelos surgiram entre os anos de 1950 e 1970 com projetos semelhantes a turbinas a gás convencionais, apresentando algumas vantagens competitivas, sendo elas:

- Ampla gama de combustíveis (Diesel gás natural, etanol, biomassa, querosene entre outros);
- Baixa relação peso/potência;

- Baixa emissão de ruído e poluentes;
- Alta durabilidade;
- Baixa manutenção.

Podemos citar como desvantagens das microturbinas:

- Baixas eficiências em ciclo simples;
- Sensível a condições ambientais desfavoráveis;
- Alto custo, quando comparadas com moto-geradores de potência equivalente.

Utilizadas inicialmente em postos de lançamentos de mísseis como geradores e, em seguida, como motores de avião e ônibus, as microturbinas atualmente buscam entrar no mercado de geração de energia elétrica, que nos últimos anos, vem se notando a formação de uma nova perspectiva dentro do cenário brasileiro, observando-se uma desregulamentação no setor, deixando a possibilidade de qualquer um ser capaz de produzir sua eletricidade e ser capaz de disponibilizá-la para outros.

Dentro deste contexto, surge o conceito de geração distribuída (GD), que consiste na geração de energia próximo de onde essa é utilizada, sendo esta gerada a partir de qualquer unidade, seja microturbinas, motores Stirling ou células de combustível de pequeno a médio porte, podendo estar conectada à rede de distribuição ou diretamente ao consumidor (CARVALHO, 2007).

Na figura 5, a seguir, podemos observar um exemplo de uma microturbina industrial modelo C30 da fabricante Capstone.

Figura 5 — Microturbina Capstone C30

Fonte: CAPSTONE

Microturbinas podem trabalhar em ciclo simples (sem presença de regenerador), apresentando baixas eficiências e sendo economicamente inviáveis devido a facilidade de obtenção de eficiências maiores em motores de combustão interna. Podem trabalhar em paralelo com outras fontes de geração de energia, atuando em modo complementar ou alternativo de acordo com as demandas e também em sistemas através da cogeração, aumentando sua eficiência por meio do fornecimento de energia térmica para outros ciclos que necessitem de vapores em altas temperaturas. Como exemplo, podemos citar instalações industriais que aquecem água ou até mesmo sistemas de ar condicionado. Neste modo de operação, microturbinas equipadas com regeneradores e operando em ciclos combinados, tornam-se interessantes de serem estudadas e com alto potencial de crescimento.

2.3.2 Modelos existentes no mercado

O mercado de microturbinas mostra-se em desenvolvimento, sendo composto basicamente por empresas norte americanas, em que podemos citar as fabricantes

Capstone e Elliot, empresas do Reino Unido (Bowman) e também empresas japonesas, como por exemplo, a Kawasaki.

Em sua grande maioria, os modelos das microturbinas do mercado operam de fábrica com gás natural, mas sendo possível a partir de adaptações, operar com diferentes combustíveis sendo o caso dos modelos da fabricante Capstone.

Tabela 1 — Modelos de microturbinas existentes no mercado

| Fabricante | Modelo | Potência | Eficiência |
|----------------|-----------|----------|------------|
| Capstone | C30 | 30 kW | 26% |
| | C60 | 60 kW | 28% |
| Elliot | TA 80R | 80 kW | 28% |
| Ingersoll Rand | MT70 | 70 kW | 28% |
| | M7250 | 250 kW | 29% |
| Avon Aero | T-62T-32 | 60 kW | - |
| Bowman | TG-80-RCG | 80 kW | 28% |
| Kawasaki | GPS250 | 250 kW | - |
| Turbec | T100-CHP | 100 kW | 30% |
| Honeywell | - | 75 kW | 24% |
| Turbo Genset | TG50 | 50 kWe | - |

Fonte: Adaptado de RENDON (2005)

Nota-se na tabela 1, as eficiências variando na faixa de 24% a 30%, abrindo assim, caminho para busca de maiores eficiências através de projetos de melhorias em componentes, materiais e ciclos.

2.3.3 Disposição e componentes de Turbinas a gás e Microturbinas

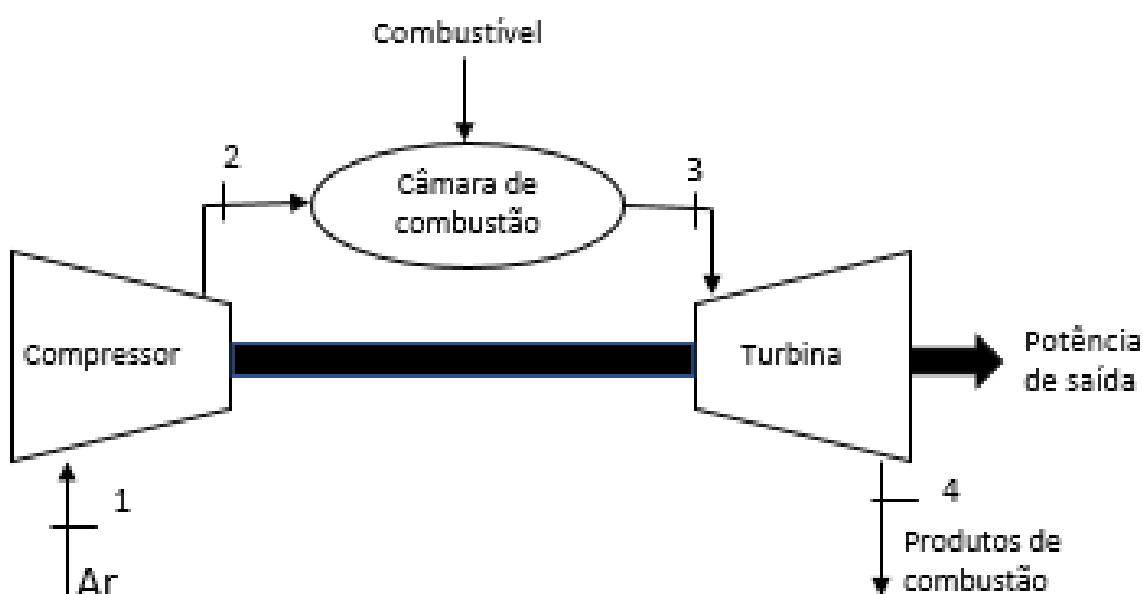
Conceitualmente, turbinas a gás e microturbinas não se diferem, podendo apresentar os mesmos componentes e estes realizando as mesmas funções dentro da instalação de potência.

Sistemas de turbinas a gás e microturbinas são compostos de:

- Compressor;
- Câmara de combustão (CC);
- Turbina;
- E em alguns casos, regeneradores.

Estes componentes se posicionam em ciclos simples de acordo com o esquema representado a seguir, na figura 6:

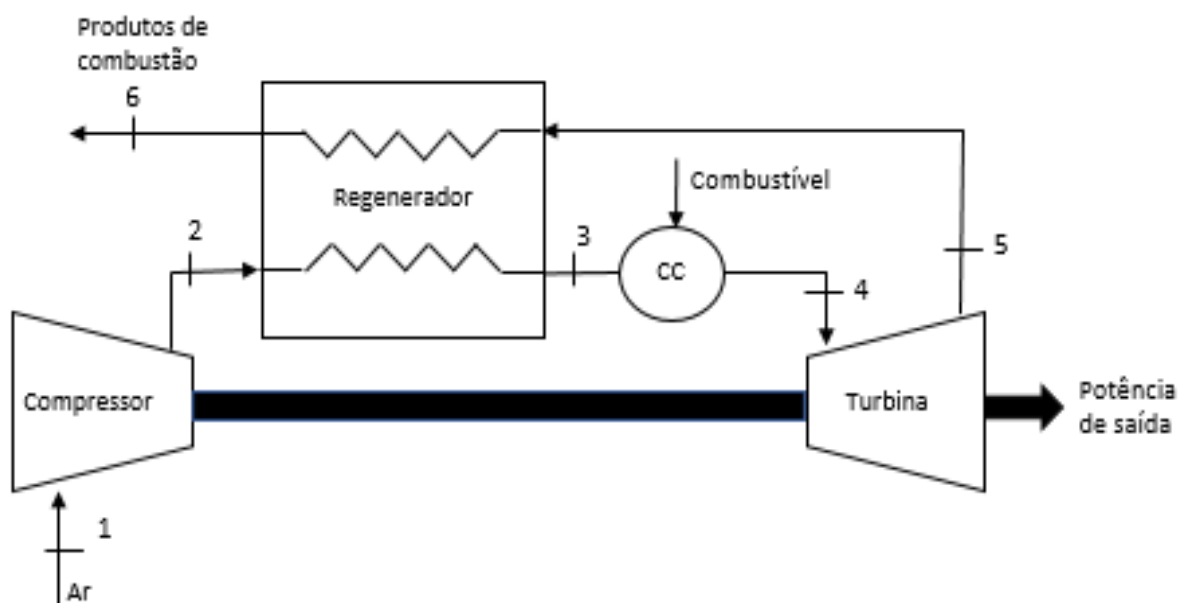
Figura 6 — Disposição de componentes - Ciclo simples



Fonte: O autor (2020)

Em instalações com presença de regenerador, este se posiciona recebendo ar vindo do compressor e entregando para a câmara de combustão em uma temperatura mais alta, através do processo de transferência de calor realizada utilizando os gases de escape da turbina. O esquema da figura 7, a seguir, representa o ciclo regenerativo.

Figura 7 — Disposição de componentes - Ciclo regenerativo



Fonte: O autor (2020)

Além dos componentes citados, instalações de turbinas a gás e microturbinas podem ter incluídos, sistema de entrada de ar, sistema de exaustão, sistemas auxiliares de controle e em casos de geração de energia estacionária, geradores elétricos (RENDON, 2005).

2.3.3.1 Compressores

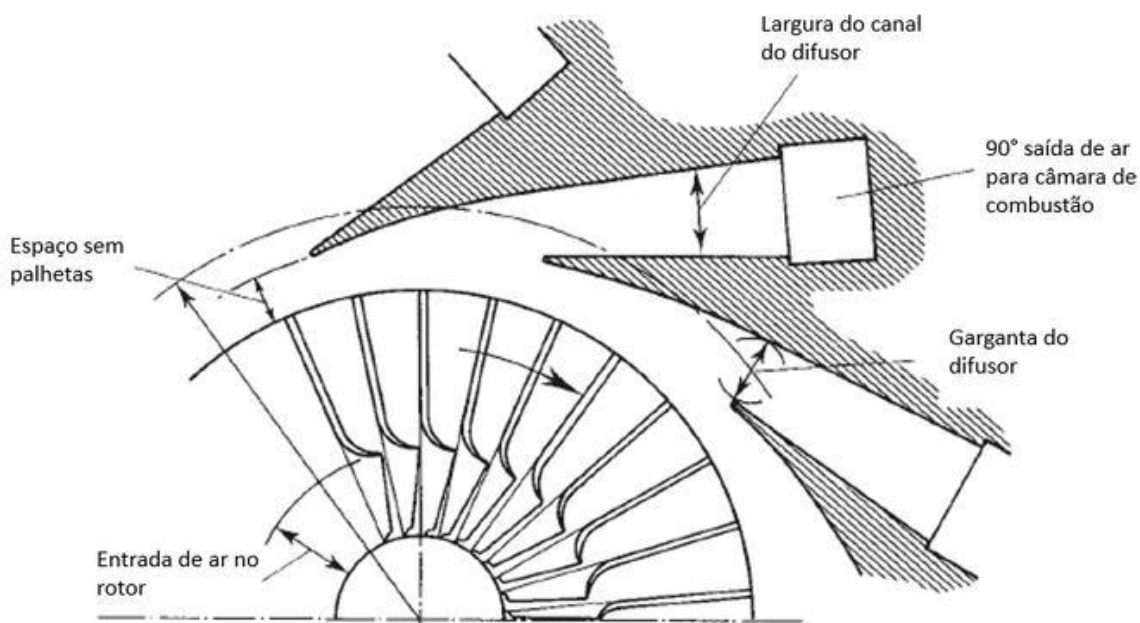
A função do compressor é elevar a pressão do ar utilizando parte da potência entregue pela turbina. Existem dois tipos de compressor: Centrífugo e Axial (RENDON, 2005). Sua escolha em instalações de potência a gás se mostra como uma importante e complexa decisão, afetando diretamente a eficiência da instalação.

Compressores centrífugos são amplamente utilizados em pequenas instalações de turbinas a gás e em microturbinas, devido a sua facilidade de operação, grande tolerância em variações de processo e sua alta confiabilidade quando comparado com outros tipos de compressores (BOYCE, 2011).

Estes compressores trabalham com baixas e médias vazões de ar e possuem tipicamente razão de compressão de 4:1 quando fabricados em ligas de alumínio, podendo chegar a valores superiores a 8:1 quando construídos a partir de ligas de

titânio. São compostos por um rotor, carcaça e difusor, em que o rotor atribui grande velocidade ao ar, que se desloca para a periferia da carcaça indo em direção ao e difusor. Neste, sua velocidade é reduzida e sua pressão é aumentada. Na figura 8, a seguir, observa-se um compressor centrífugo e suas partes.

Figura 8 — Compressor centrífugo

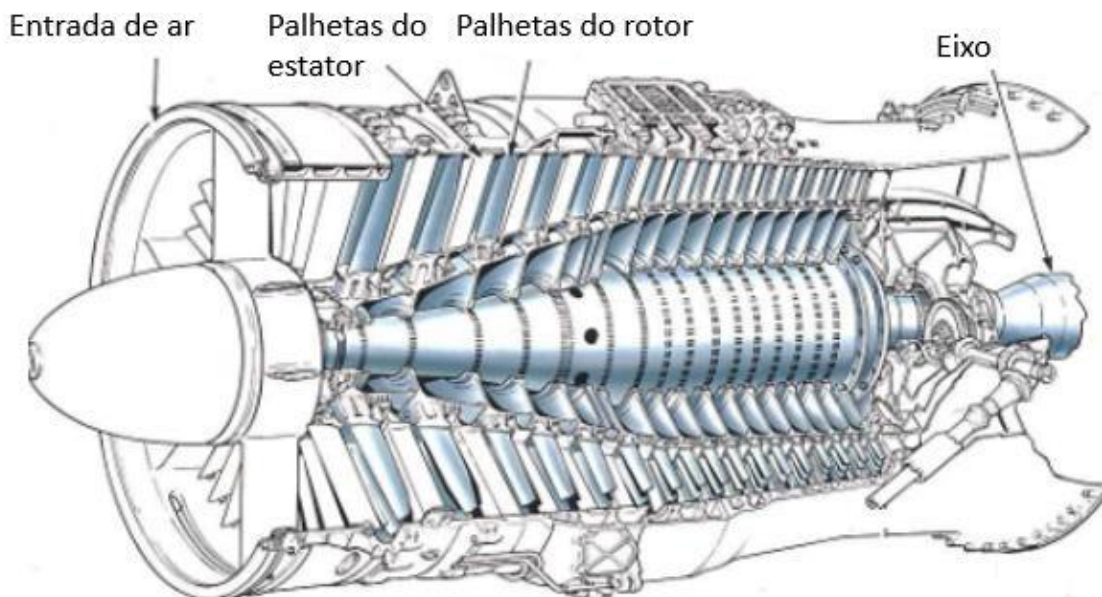


Fonte: Adaptado de SARAVANAMUTTOO (2001)

Com relação ao compressor axial, estes são indicados para operações com alta vazão de ar, atingindo razões de pressões maiores quando comparados com os centrífugos. Estes compressores operam com razões de compressão de 5:1, podendo atingir valores maiores que 40:1, em vários estágios de compressão. Normalmente, são utilizados em instalações de grande porte.

Na figura 9, tem-se um exemplo de um compressor axial.

Figura 9 — Compressor axial



Fonte: Adaptado de <http://aeromodelbasic.blogspot.com/2011/12/axial-flow-compressor.html>

Em sistemas de turbinas a gás, o saldo líquido de potência final se mostra a partir do valor de potência produzido no processo de expansão, subtraído daquela potência dispendida no acionamento do compressor, sendo esta entre 40-80% da potência produzida (VAN WYLEN, 2017), variando de acordo com a eficiência do compressor, sendo está com valores na faixa de 85%.

2.3.3.2 Câmara de combustão

Câmara de combustão ou combustor é o dispositivo que apresenta como função principal elevar a temperatura da mistura em alta pressão vindo do compressor e entregar na entrada da turbina com menores perdas de pressão possíveis e em máximas temperaturas.

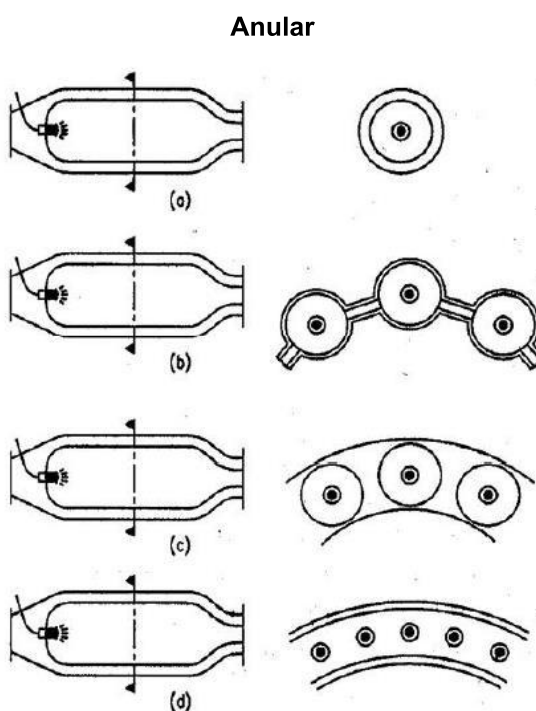
Perdas de pressão em turbinas a gás e microturbinas, normalmente estão entre 2 a 8% daquela entregue pelo compressor e estas operam com eficiência de combustão de cerca de 99% (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Sendo a temperatura alcançada no combustor um fator de grande importância para o desempenho das turbinas a gás, deve-se salientar que a eficiência do processo de combustão, a uniformidade da distribuição de temperaturas e baixas e emissões de NOx são parâmetros fundamentais para o melhor desempenho do sistema.

Em projetos de câmaras de combustão, as temperaturas máximas dos gases se limitam pelo material das pás das turbinas, sendo estas com valores entre 541°C a 1139°C em turbinas de baixas pressões e entre 686°C a 857°C em altas pressões (BOYCE, 2011), ambas com processos de recuperação de calor através de regeneradores.

Com relação a tipos, as câmaras de combustão são divididas em: anular, tubo-anular e tubular (tipo silo), como ilustrado na figura 10, e apresentam em geral os seguintes componentes: Carcaça, difusor, tubo de chama e injetores de combustível (RENDON, 2005).

Figura 10 — Tipos de câmara de combustão (a) Tubular (b) Multi-Tubular (c) Tubo-anular (d)

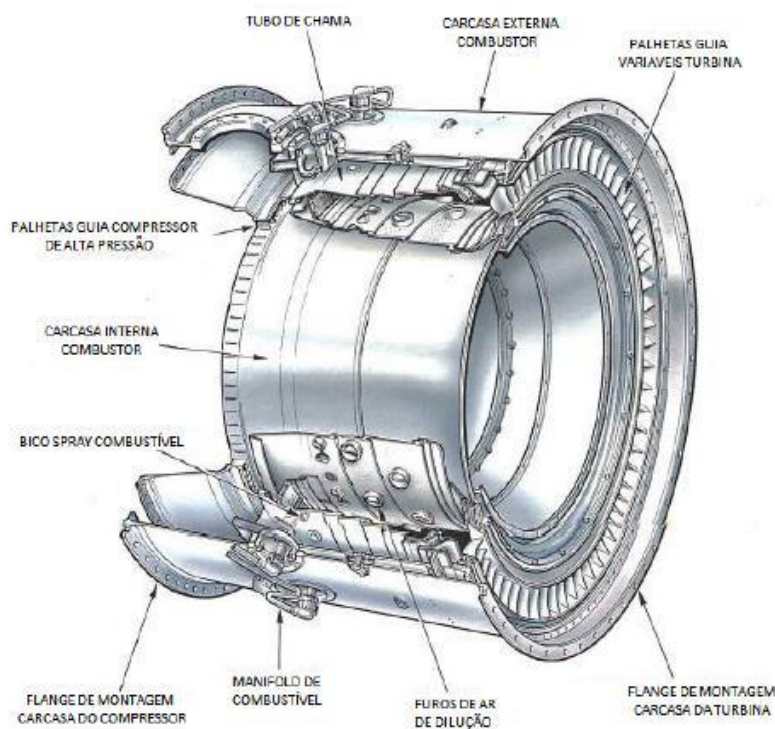


Fonte: RENDON (2005)

Câmaras tubulares e multi-tubulares se caracterizam pelo posicionamento concêntrico ao eixo em uma composição de uma ou várias câmaras, em que o fluxo de ar é dividido para cada câmara e cada uma possui seu próprio bico injetor. Instalações de turbinas a gás industriais utilizam deste sistema devido a sua robustez.

Sistemas que utilizam câmaras do tipo anular são aqueles que necessitam de dimensões compactas, em que o tubo se posiciona ao redor do eixo da turbina, sendo estas utilizadas em turbinas aeronáuticas e também em Microturbinas. Na figura 11, a seguir, um exemplo de uma câmara de combustão do tipo anular.

Figura 11 — Câmara de combustão do tipo anular



Fonte: RENDON (2005)

2.3.3.3 Turbina

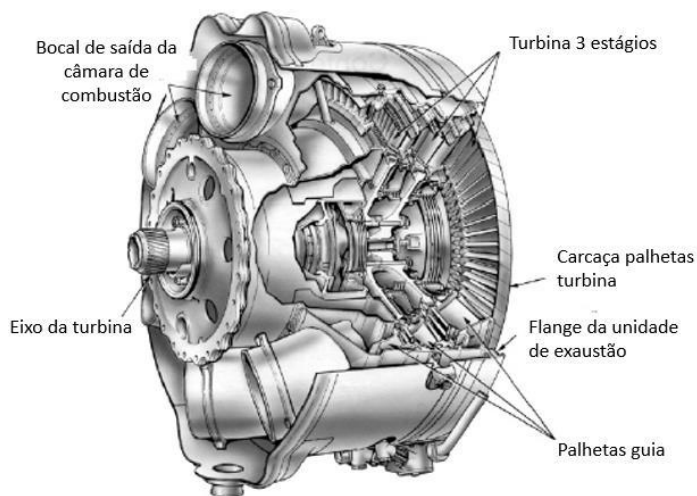
A turbina tem como função em sistema de turbinas a gás, extrair energia dos gases a alta pressão e temperatura vindo da câmara de combustão através do processo de expansão para pressões e temperaturas menores. Além da função de geração de potência útil para o sistema, por meio do acoplamento a geradores de potência, as turbinas também são acopladas ao compressor para acionamento deste.

Com relação a eficiência, turbinas operam com valores próximos a 88%, tendo como redutores de eficiência, perdas aerodinâmicas nas palhetas, vazamento de gás nos extremos das palhetas e perdas na exaustão (RENDON, 2005).

Turbinas são divididas em radiais e axiais, sendo a grande maioria das aplicações utilizando modelos axiais. Modelos de fluxo radial se assemelham a compressores centrífugos em que o fluxo se movimenta radialmente em direção ao rotor da turbina, com diferença em relação a presença de um anel de palhetas dos bocais substituindo as palhetas do difusor (RENDON, 2005).

Turbinas axiais são amplamente utilizadas em sistemas de turbinas a gás devido a sua maior eficiência na grande maioria dos intervalos de funcionamento (BOYCE, 2011). São compostas de um ou mais estágios contendo um estator e um rotor. O número de estágios final se mostra relacionado com a potência necessária, assim como a rotação e diâmetro (RENDON, 2005).

Na figura 12, a seguir, um exemplo de uma turbina axial de 3 estágios.

Figura 12 — Turbina axial de 3 estágios

Fonte: Adaptado de Soares (2011)

Em unidades de baixa potência, como no caso de Microturbinas, utiliza-se turbinas radiais em conjunto com compressores centrífugos acoplados no mesmo eixo. Neste caso, esse conjunto se mostra mais eficiente quando comparado a modelos axiais que não operam adequadamente com baixos fluxos devido a geometria das palhetas. Conjuntos turbina radial e compressor centrífugo se mostram adequados e confiáveis para aplicações em que ser compacto mostra-se mais importante frente ao consumo de combustível (SARAVANAMUTTOO, 2001). Na figura 13, a seguir, pode-se observar um conjunto Compressor e Turbina, conhecido como "back-to-back", amplamente utilizado em sistemas de microturbinas.

Figura 13 — Configuração back-to-back Microturbina



Fonte: CAPSTONE

2.3.3.4 Regenerador (Trocador de Calor)

Regeneradores são essencialmente trocadores de calor no qual um gás ou líquido é separado de um outro gás ou líquido por uma parede através da qual a energia é conduzida (MORAN, 2010). Este processo tem por objetivo o aproveitamento da energia dos gases provenientes da exaustão da turbina, para pré-aquecer o ar na saída do compressor, diminuindo assim, o consumo de combustível da instalação de potência e aumentando a eficiência térmica.

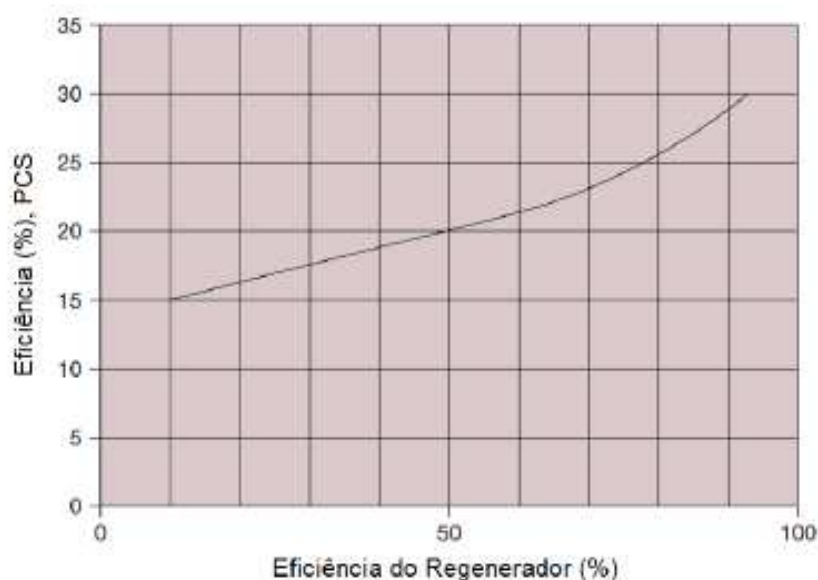
Em projetos de regeneradores inseridos em instalações de potência, observa-se quedas de pressões tanto na entrada do ar vindo do compressor, quanto dos gases do exaustor, afetando a potência máxima em reduções de 10 a 15% (RENDON, 2005) em microturbinas. Para que sejam viáveis, devem possuir efetividades altas e baixas quedas de pressão. Além disso, regeneradores se mostram atualmente complexos, com alto volume e custo de projeto, sendo necessário realizar análises de desempenho-custo.

O termo efetividade, pode ser definido como a razão entre a quantidade real de calor transferido por unidade de tempo e a máxima quantidade possível (MIORALLI, 2005), em que quanto maior seu valor, maior a capacidade de aproveitamento de energia no ciclo.

Em microturbinas, a inserção de regeneradores se mostra de vital importância para aumento de sua competitividade e viabilidade, aumentando de 14 a 26% sua eficiência (RENDON, 2005).

No gráfico da figura 14, a seguir, é possível notar a relação entre a efetividade do regenerador com a eficiência geral de uma microturbina.

Figura 14 — Influência da efetividade na eficiência de microturbinas



Fonte: Herreira (2015)

Observa-se a grande influência do regenerador na eficiência das microturbinas, constatando a inviabilidade de sistemas sem sua presença, em que se verifica eficiências na ordem de 15%. Aplicações com regeneradores altamente efetivos, podem chegar a valores na ordem de 30% de eficiência.

2.3.3.5 Configurações de turbinas a gás e microturbinas

Turbinas a gás e Microturbinas podem estar equipadas com um, dois ou até três eixos, em que se pode ou não ter uma turbina livre para geração de potência útil (RENDON, 2005).

Em sistemas com apenas um eixo, como pode ser visto no esquema 3a, a seguir, temos que compressor e turbina compartilham o mesmo eixo, em que parte

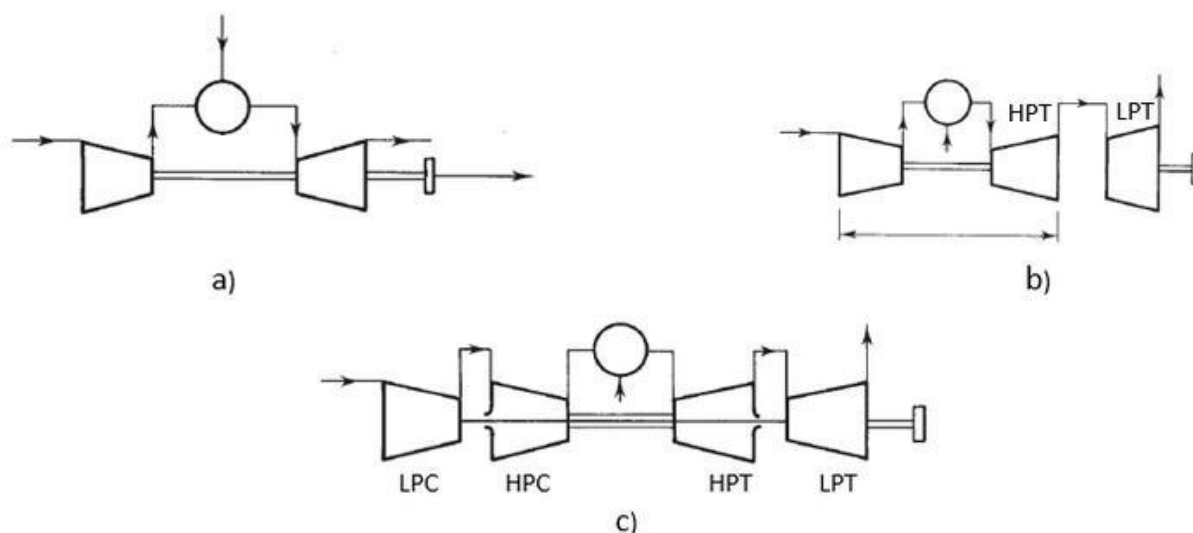
da potência gerada pela turbina é utilizada para abastecer o compressor, e o restante para geração de potência útil. Neste caso, tanto compressor quanto turbinas operam com velocidades de rotação iguais. Sistemas de apenas um eixo, são aconselhados em situações em que se requer rotações de eixo fixas, em que a instalação trabalha como um gerador de potência estacionário (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Em sistemas com dois eixos, como pode ser visto no esquema 3b, a seguir, temos a turbina de alta pressão (HPT), do inglês, High Pressure Turbine, conectada ao mesmo eixo do compressor, em um sistema que podemos denominar de gerador de gás. Este sistema, fornece gás para a turbina de baixa pressão (LPT), do inglês, Low Pressure Turbine, em um eixo livre para geração de potência útil. Instalações deste tipo que necessitam de potência de eixo livre, possuem como vantagem a facilidade de inicialização de operação, visto que o dispositivo de inicialização projetado deve ser capaz de iniciar apenas o gerador de gás. Como dispositivos de inicialização podemos citar: Geradores elétricos, motores hidráulicos ou motores diesel (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Configurações com turbina livre e gerador de gás podem ser utilizadas para aplicações industriais ou aeronáuticas, em que a utilização de vários eixos se mostra recomendada para pressões acima de 8:1 (RENDON, 2005).

No esquema 3c, é possível observar a configuração com vários eixos, em que a LPT se posiciona conectada ao eixo do compressor de baixa pressão, do inglês, Low Pressure Compressor (LPC) e a HPT conectada ao eixo do compressor de alta pressão, do inglês, High Pressure Compressor (HPC). Instalações com vários eixos foram inicialmente projetadas para turbinas a gás aeronáuticas e em instalações industriais essa configuração aparece através das aeroderivativas.

Figura 15 — Configurações de Turbinas a gás e Microturbinas em Ciclo simples

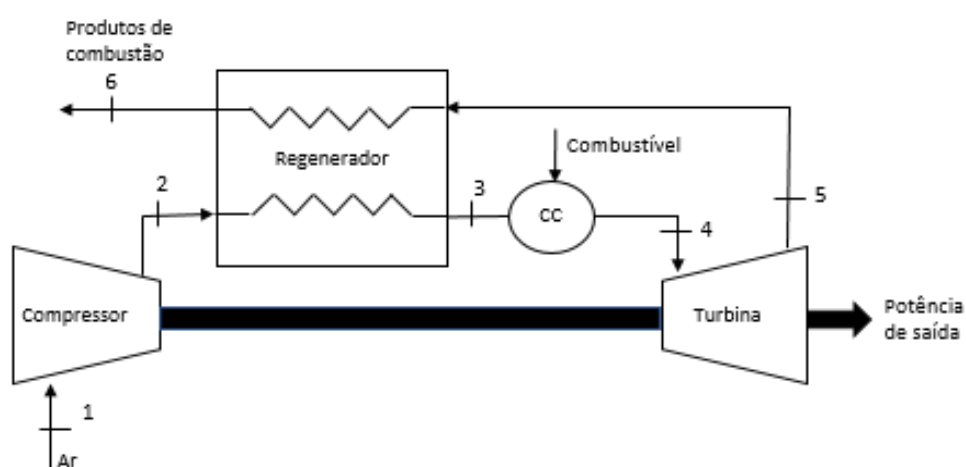


Fonte: Adaptado de SARAVANAMUTTOO (2001)

Além das configurações em ciclo simples, instalações com a presença de regeneradores também utilizam um ou mais eixos, de acordo com a necessidade de operação.

Microturbinas em geral, devido à alta necessidade de implementação de regeneradores para aumento de eficiência, utilizam configurações como do esquema representado na figura 16, com turbina e compressor no mesmo eixo, operando a rotações fixas como geradores estacionários.

Figura 16 — Configurações de Microturbinas em Ciclo regenerativo



Fonte: O autor (2020)

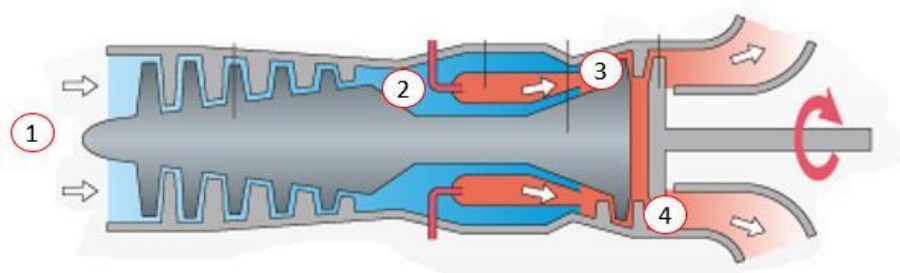
2.3.4 Princípio de Funcionamento

2.3.4.1 Ciclo Brayton simples

Em instalações de turbinas e microturbinas a gás, ar atmosférico é admitido através de bocais de entrada (1) e direcionado para o compressor. Neste, o ar tem sua pressão elevada para que a câmara de combustão o receba (2). Na câmara de combustão, o ar é misturado ao combustível, deixando a mistura em alta pressão e temperatura. A mistura se direciona para a turbina (3), onde é expandida até pressões e temperaturas menores, gerando potência para acionamento do compressor e como saldo, potência útil. Por fim, os gases de exaustão, são liberados para a atmosfera (4), ou reaproveitados em ciclos combinados, através da cogeração.

Na figura 17, nota-se o caminho percorrido pelo ar/mistura no ciclo.

Figura 17 — Caminho percorrido pelo ar/mistura - Ciclo Brayton simples



Fonte: Adaptado de Kawasaki

Em análises de ciclos de turbinas a gás, deve-se primeiramente definir algumas premissas de ciclo ideal, para que em seguida seja possível analisar o ciclo real, através de softwares de simulação de desempenho.

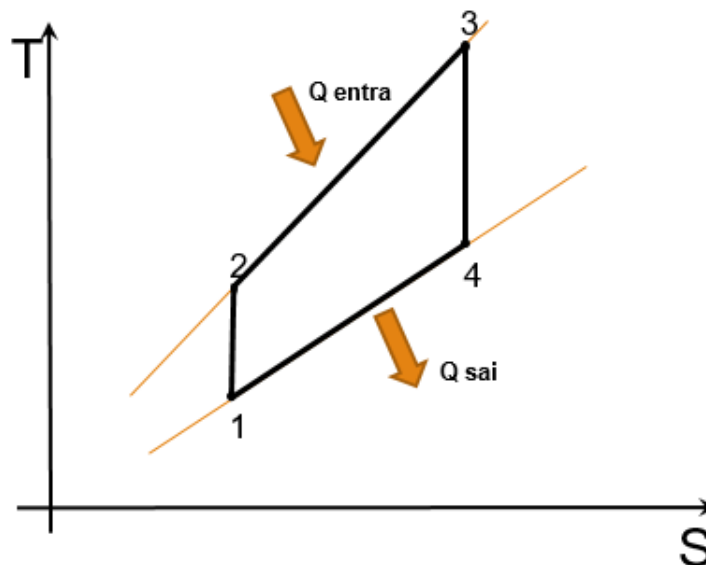
Segundo (SARAVANAMUTTOO, 2001) um ciclo com características ideais deve assumir que:

- Processos de compressão e expansão são reversíveis e adiabáticos, ou seja, isentrópicos;
- Variações de energia cinética e potencial do fluido de trabalho entre entradas e saídas de componentes são desconsideradas;

- Quedas de pressão entre tubulações, câmara de combustão, regeneradores, resfriadores intermediários e exaustores são desconsideradas;
- O fluido de trabalho possui a mesma composição ao longo do ciclo e este é modelado como gás ideal com calores específicos constantes;
- O fluxo de massa de gás ao longo do ciclo é considerado constante;
- Troca de calor no regenerador é considerada completa, ou seja, todo o calor utilizado na saída é reaproveitado na entrada;

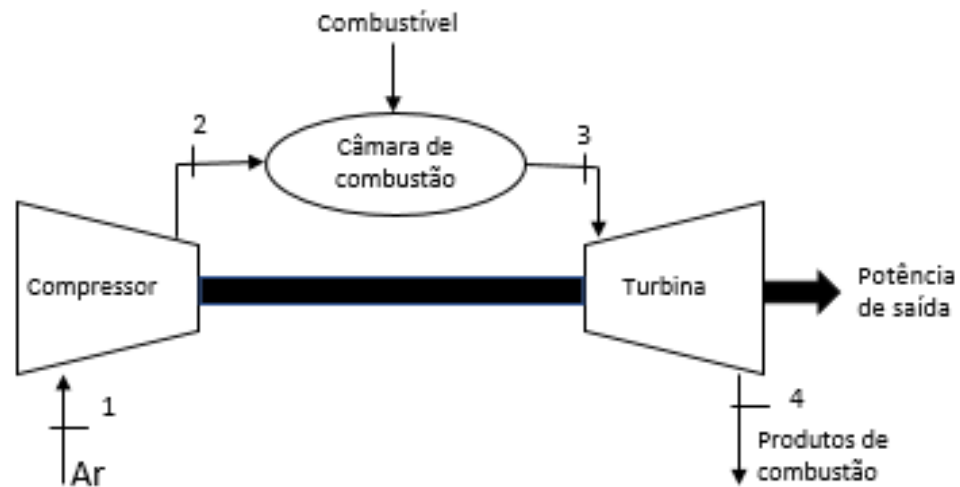
O ciclo ideal simples de turbinas a gás é conhecido como ciclo Brayton (CB), e este é composto por dois processos isobáricos, ou seja, a pressão constante, representando os processos de combustão e exaustão e por dois processos isentrópicos, ou seja, entropia constante, representando os processos de compressão e expansão. Neste ciclo, o fluido de trabalho não passa por mudança de fase, estando durante todo o processo em estado gasoso. No diagrama representado na figura 18, a seguir, observa-se Temperatura em função da entropia específica para este ciclo e no esquema representado na figura 19, a configuração utilizada.

Figura 18 — Ciclo Brayton simples



Fonte: O autor (2020)

Figura 19 — Ciclo Brayton simples - Configuração



Fonte: O autor (2020)

Aplicando relações termodinâmicas em cada componente do ciclo, considerando o gás como ideal e utilizando as equações (1), (2) e (3), tem-se para a eficiência do ciclo:

$$w_c = c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (1)$$

Em que:

w_c – Trabalho específico compressor

c_p – Calor específico a pressão constante

T_s – Temperatura de saída

T_e – Trabalho de entrada

$$q_h = c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (2)$$

Em que:

q_h – Quantidade de calor adicionada ao fluido específico

c_p – Calor específico a pressão constante

T_s – Temperatura de saída

T_e – Trabalho de entrada

$$w_t = c_p \cdot (T_e - T_s) \quad (3)$$

Em que:

w_t – Trabalho específico compressor

c_p – Calor específico a pressão constante

T_s – Temperatura de saída

T_e – Trabalho de entrada

$$\eta_B = \frac{(w_t - w_c)}{q_h} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} \quad (4)$$

Aplicando relações isentrópicas, conforme mostrado no Apêndice - A, obtêm-se a seguinte relação para eficiência térmica:

$$\eta_B = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{c} \quad (5)$$

Em que:

η_B – Eficiência ciclo Brayton

T_1 – Temperatura no ponto 1

T_2 – Temperatura no ponto 2

P_2 – Pressão no ponto 2

P_1 – Pressão no ponto 1

k – Constante da natureza do gás

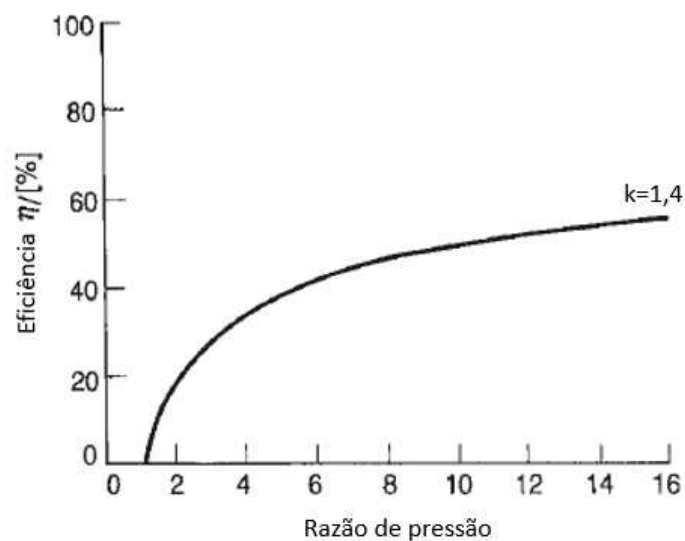
c – Coeficiente adimensional relacionada a razão de pressão

Avaliando a expressão de eficiência obtida, observa-se que esta depende exclusivamente da relação de pressões e da característica da natureza do gás, por

meio do coeficiente k , que relaciona os calores específicos a pressão e volume constante.

Um aumento na razão de pressão do ciclo, conseqüentemente gera um aumento de eficiência. No entanto, para grandes razões, observa-se pequenos incrementos de eficiência, sendo necessário identificar o ponto ótimo da relação. No gráfico da figura 20, a seguir, observa-se essa variação da razão de pressão com a eficiência para o ar como fluido de trabalho.

Figura 20 — Eficiência versus razão de pressão - Ciclo Brayton simples



Fonte: Adaptado de SARAVANAMUTTOO (2001)

Além da eficiência térmica do ciclo, outro parâmetro de desempenho importante de ser verificado é o Trabalho líquido específico, que é obtido através da subtração do trabalho gerado na turbina ao trabalho gasto no acionamento do compressor. Utilizando relações isentrópicas de acordo com o Apêndice - B, obtêm-se para o trabalho líquido específico a seguinte equação (6):

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = t - \frac{t}{c} - c + 1 \quad (6)$$

Em que:

w_B – Trabalho específico ciclo Brayton

T_1 – Temperatura no ponto 1

c_p – Temperatura no ponto 2

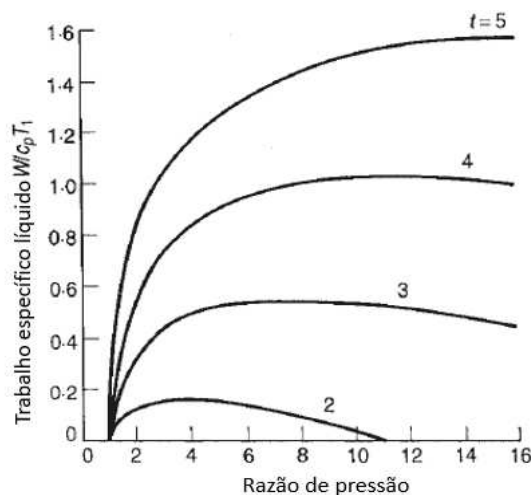
t – Coeficiente adimensional relacionado a temperatura máxima do ciclo

c – Coeficiente adimensional relacionado a razão de pressão

Avaliando a equação (6), percebe-se a relação do trabalho líquido específico com a razão de pressão e também com a temperatura máxima do ciclo. A partir de temperaturas mais altas, verifica-se maiores trabalhos específicos, sendo este limitado pelas máximas temperaturas suportadas pelas palhetas da turbina. Turbinas em projetos iniciais suportavam coeficientes t entre 3.5 e 4. Com o desenvolvimento de novos materiais e sistemas de resfriamento a ar de palhetas, este coeficiente passou para patamares entre 5 e 6 (SARAVANAMUTTOO, 2001).

No gráfico da figura 21, a seguir, observa-se a variação do trabalho específico líquido em relação a razão de pressão para valores fixos do coeficiente adimensional t .

Figura 21 — Trabalho específico líquido versus razão de pressão - Ciclo Brayton simples



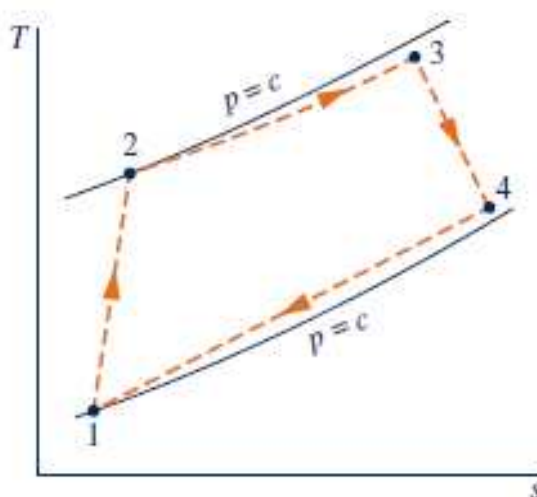
Fonte: Adaptado de SARAVANAMUTTOO (2001)

Percebe-se que para ciclos com razão de pressão igual a 1, o trabalho específico líquido torna-se zero, visto que neste caso, todo o trabalho gerado na expansão seria utilizado no acionamento do compressor. Para valores maiores de razão de pressão aliados a maiores temperaturas atingidas no ciclo, nota-se o aumento do trabalho específico, atingindo seu valor máximo no momento em que a

temperatura de saída da turbina se iguala com a temperatura de saída do compressor para dada razão de pressão. Neste caso, a área do ciclo seria máxima e consequentemente o trabalho específico líquido também.

Existem diferenças entre o ciclo Brayton ideal e o real. Análises ideais se tornam interessantes para avaliações preliminares e como base de comparação. Em uma análise de desempenho real, perdas de carga nas tubulações, compressor, turbina e câmara de combustão são levadas em consideração, assim como, eficiências dos componentes. Outra consideração feita em análises reais é a composição do fluido de trabalho, sendo este uma mistura ar/combustível. No diagrama representado na figura 22, a seguir, tem-se Temperatura versus entropia, considerando irreversibilidades e perdas de pressão no ciclo Brayton simples.

Figura 22 — Ciclo Brayton simples com irreversibilidades



Fonte: MORAN (2010)

Em instalações de turbinas a gás em que se busca melhorias de desempenho, torna-se possível a modificação do ciclo Brayton simples, a partir de processos de regeneração, reaquecimento e resfriamento intermediário.

2.3.4.2 Ciclo Brayton Regenerativo Convencional

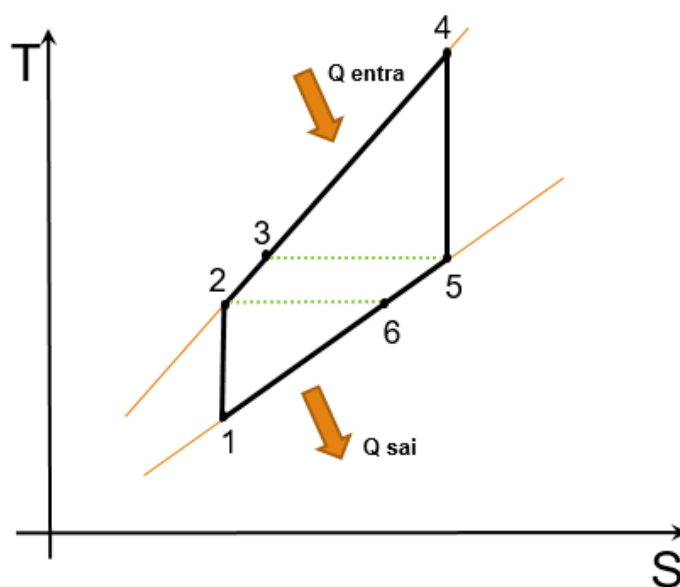
Em ciclos Brayton simples, normalmente a temperatura dos gases de exaustão se mostra ainda elevada e com alto potencial termodinâmico (exergia). Em

uma situação normal, estes gases seriam descarregados diretamente para a atmosfera (MORAN, 2010).

O ciclo Brayton Regenerativo convencional (CRC) se mostra como uma alternativa de melhoria de desempenho de Turbinas a gás, a partir da implementação do regenerador no ciclo, aproveitando essa exergia. Com o regenerador, o ciclo utiliza o calor dos gases de exaustão para aquecer o ar na saída do compressor, antes deste entrar na câmara de combustão. Este aumento de temperatura do ar reduz a necessidade de consumo de combustível na câmara e conseqüentemente melhora a eficiência da instalação.

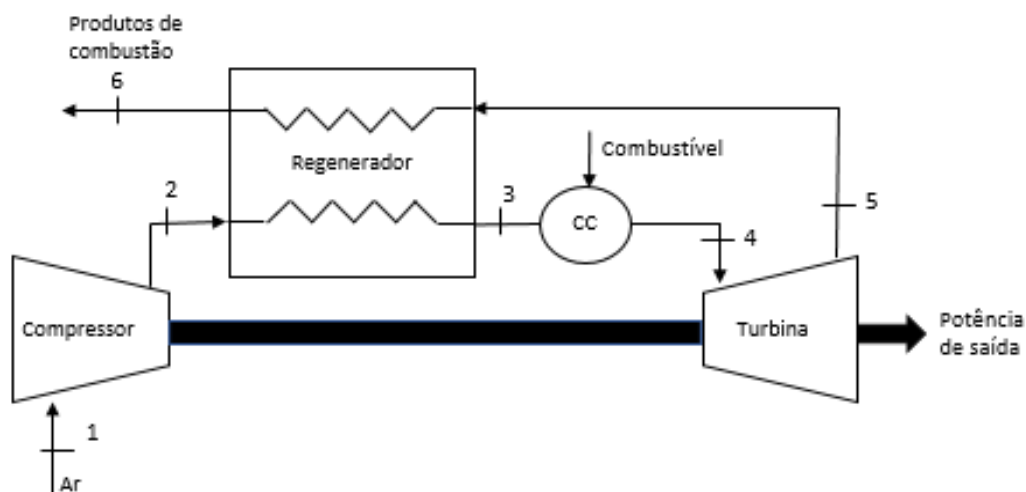
O diagrama da figura 23, a seguir, representa Temperatura versus entropia para o ciclo Brayton Regenerativo e a figura 24, representa a configuração.

Figura 23 — Diagrama Txs Ciclo Brayton Regenerativo



Fonte: O autor (2020)

Figura 24 — Ciclo Brayton Regenerativo - Configuração



Fonte: O autor (2020)

Observa-se no diagrama T-s que a quantidade de calor necessária no ciclo, representando a câmara de combustão, torna-se menor, visto que a temperatura de saída da turbina T5 se iguala com a temperatura de saída do compressor T3, assumindo assim, uma troca de calor completamente efetiva. Vale ressaltar que em uma análise real do ciclo regenerativo, a efetividade do trocador de calor não seria 100%, assim como perdas de carga seriam consideradas.

Projetos de regeneradores com altas efetividades se mostram complexos, visto que necessitam de grandes áreas de transferência de calor, aumentando seu custo, quedas de pressão e espaço na instalação (BOYCE, 2011).

Avaliando a eficiência do ciclo regenerativo chega-se a equação a seguir, através de relações termodinâmicas, como pode ser observado no Apêndice - C:

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{t} = 1 - \frac{c}{t} \quad (7)$$

Em que:

η_{CRC} – Eficiência ciclo regenerativo convencional

P_2 – Pressão no ponto 2

P_1 – Pressão no ponto 1

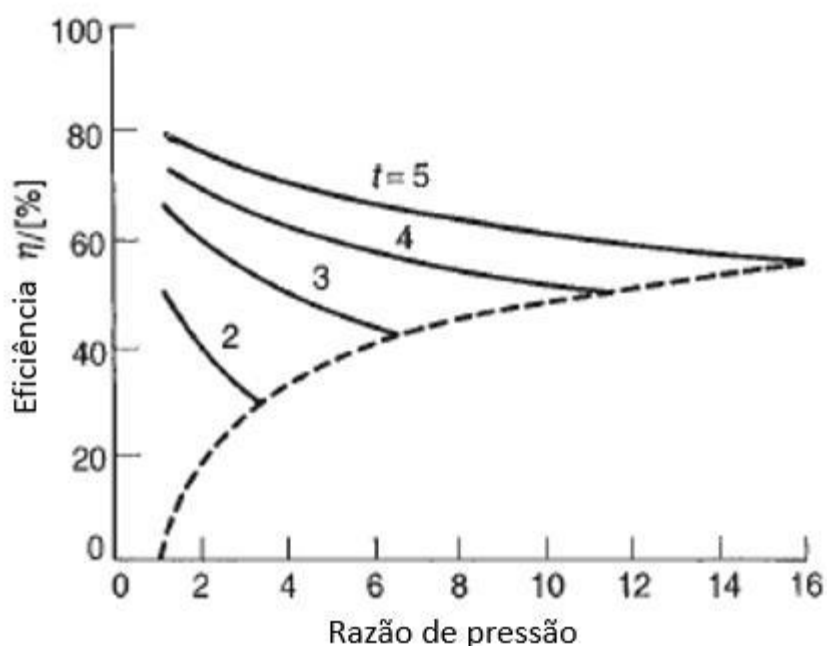
t – Coeficiente adimensional relacionada a temperatura máxima do ciclo

c – Coeficiente adimensional relacionada a razão de pressão

A eficiência do ciclo Brayton regenerativo convencional, se mostra dependente tanto da razão de pressão, quanto da temperatura máxima do ciclo. Nota-se que diferente do ciclo Brayton simples, em que a eficiência era exclusivamente dependente da razão de pressão e está aumentando com o aumento da razão de pressão, no ciclo regenerativo, aumentos na razão de pressão diminuem a eficiência do ciclo. Avaliando a influência da temperatura máxima, percebe-se que para valores maiores, se obtêm maiores eficiências.

No gráfico da figura 25, a seguir, tem-se a variação da eficiência com a razão de pressão:

Figura 25 — Eficiência versus razão de pressão - Ciclo Brayton Regenerativo



Fonte: Adaptado de SARAVANAMUTTOO (2001)

As curvas de eficiência para valores do coeficiente t decaem com o aumento da razão de pressão, até pontos em que não se faz mais necessário a utilização do regenerador no ciclo. No ponto de máximo trabalho específico líquido do ciclo Brayton simples, em que $T_4=T_2$, observa-se o encontro das curvas contínuas com a curva pontilhada. Nesta situação, gases de exaustão com temperatura menores,

resfriariam o ar na entrada da câmara de combustão, reduzindo assim, a eficiência do ciclo.

Com relação ao trabalho específico, a adição de um regenerador não influencia neste, mantendo-se a relação do ciclo Brayton simples. Para que o ciclo regenerativo se mostre eficiente, verifica-se que a razão de pressão deve ser tal que seu valor não atinja a ponto de máximo trabalho específico aliado a altas temperaturas de entrada na turbina (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Microturbinas em geral utilizam o ciclo regenerativo convencional para aumento de eficiência térmica, tornando-as competitivas no mercado.

2.3.4.3 Ciclo Regenerativo - Vasserman

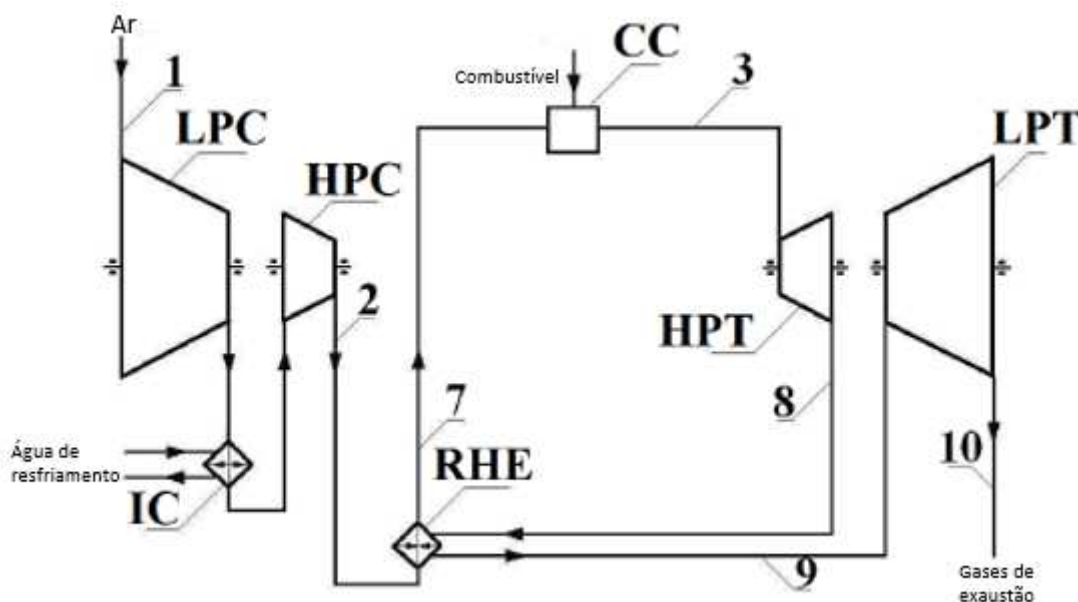
De acordo com (VASSERMAN; SHUTENKO, 2017), modificações no ciclo Brayton regenerativo podem aumentar sua eficiência. Analisando o ciclo regenerativo e a equação de eficiência (7), percebe-se que um aumento da temperatura máxima do ciclo ou uma diminuição da temperatura mínima, aumentam a eficiência do ciclo.

No ciclo regenerativo convencional, o regenerador se situa entre o compressor e a câmara de combustão, utilizando a energia dos gases de exaustão da turbina para aquecer o ar na entrada da câmara de combustão.

No ciclo regenerativo proposto no estudo, o regenerador foi implementado entre o compressor e a câmara de combustão, utilizando os gases de exaustão da turbina de alta pressão para aumentar a temperatura dos gases na entrada de uma nova turbina implementada, sendo esta de baixa pressão. Além disso, este mesmo regenerador ainda exerce a função de aquecer o ar na entrada da câmara de combustão, seguindo a configuração do ciclo regenerativo convencional. Neste modelo, observa-se um aumento da temperatura média de entrada na turbina de baixa pressão e ao mesmo tempo uma diminuição da temperatura média de saída dos gases de exaustão.

A partir desta modificação, o ciclo passa a operar com duas turbinas, uma de alta e uma de baixa, retirando trabalho de ambas. A configuração do ciclo modificado pode ser observada no esquema presente na figura 26, a seguir:

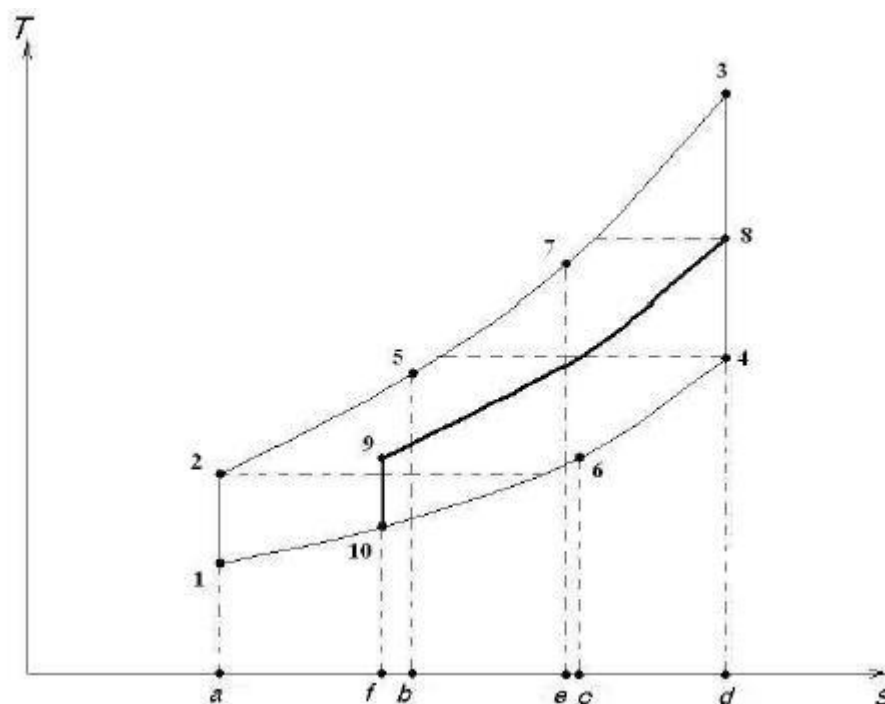
Figura 26 — Ciclo Regenerativo Modificado - Vasserman



Fonte: Adaptado de VASSERMAN e SHUTENKO (2017)

Com relação ao trabalho específico, quando comparamos este ciclo regenerativo com o ciclo regenerativo convencional, verifica-se uma diminuição deste, visto que a temperatura de entrada na turbina de baixa pressão, se mostra menor e com entalpia menor para o processo de expansão, resultando assim, em um trabalho específico menor. No diagrama T-s a seguir, representado na figura 27, observa-se a diferença entre o ciclo regenerativo convencional e o ciclo regenerativo proposto por Vasserman, em que se nota a diferença entre as áreas, demonstrando a redução de trabalho específico.

Figura 27 — Diagrama T-s Ciclo regenerativo convencional (1-2-5-3-4-6-1) e Ciclo Regenerativo - Vasserman (1-2-7-3-8-9-10-1)



Fonte: VASSERMAN e SHUTENKO (2017)

Segundo (VASSERMAN; SHUTENKO, 2017), simulações de desempenho do ciclo regenerativo modificado para uma turbina Rolls Royce WR-21 mostraram um aumento de 20.1% (de 55.1% para 66.6%) de eficiência térmica (considerando ciclo ideal) e 12.8% (de 43.6% para 49.2%) de eficiência líquida (considerando perdas no ciclo).

2.3.5 Características de desempenho

Previsões de desempenho de instalações a gás se mostram relacionadas a obtenção de valores de eficiência térmica e trabalho específico líquido. Para obtenção destes parâmetros com valores próximos da realidade da instalação, deve-se realizar algumas considerações, com relação a eficiências de componentes, perdas de pressão, variações na composição do fluido de trabalho, temperatura e pressão ambiente, combustão, entre outros.

O desempenho de um ciclo ideal quando comparado a um ciclo real, segundo (SARAVANAMUTTOO, 2001) se difere devido a:

- a. Altas velocidades do fluido de trabalho nas entradas e saídas dos componentes gerando variações de energia cinética que não podem ser desconsideradas. Como consequência, os processos de compressão e expansão tornam-se irreversíveis, gerando um aumento de entropia;
- b. Atritos do fluido com componentes e tubulações geram perdas de pressão;
- c. Regeneradores projetados com menores áreas de transferência de calor, inevitavelmente apresentaram diferenças de temperatura entre o ar comprimido e os gases de exaustão da turbina;
- d. É requerido mais do que o trabalho de acionamento do compressor a turbina, para que seja possível superar atritos iniciais de transmissão e para acionamento de sistemas auxiliares, como bombas de óleo e combustível;
- e. Os valores de calores específicos (c_p) e constante da natureza do gás (k) variam de acordo com condições de temperatura ao longo do processo e componentes;
- f. A definição de eficiência de um ciclo ideal se mostra inequívoca, porém, em ciclos abertos de combustão interna, a partir das informações de temperatura de saída do compressor, composição do combustível e temperatura de entrada da turbina, torna-se necessário calcular a combustão ocorrida e obter a relação ar/combustível. Com isso, vem a ser possível obter a eficiência em termos de consumo de combustível por unidade de trabalho líquido;
- g. Devido a adição de combustível ao ar na câmara de combustão, verifica-se uma maior vazão em massa na turbina, quando comparada com o compressor. Na prática, de 1% a 2% do ar comprimido é utilizado para o sistema de resfriamento das paletas da turbina. Ao verificar a razão ar/combustível, nota-se que o combustível adicionado, de certa forma, compensa essa perda. Com isso, adota-se vazão em massa igual para o compressor e turbina de maneira precisa em exemplos de instalações a gás. Em instalações com temperaturas acima de 1350K, sistemas de resfriamento interno tornam-se necessários, os chamados "air cooled turbine". Nestes

sistemas, cerca de 15% de ar comprimido é utilizado e para resultados precisos, necessita-se estimar a variação da vazão em massa do ciclo.

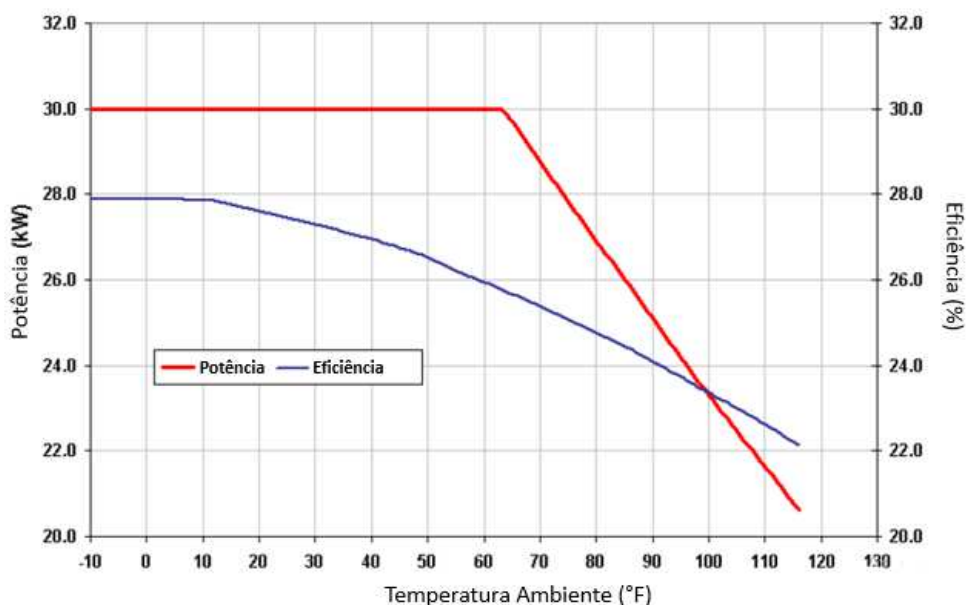
Outro ponto a mencionar, relaciona-se com o modo de operação da instalação, em que as turbinas a gás e Microturbinas ao serem projetadas, partem de valores pré-estabelecidos para operação, sendo estes geralmente, condições ISO.

Estes valores influenciam de maneira direta no processo de operação de instalações a gás. Variações na temperatura e pressão ambiente alteram, por exemplo, a densidade do ar, conseqüentemente modificando a vazão de ar na instalação. Para altas temperaturas na entrada do compressor, verifica-se que, a potência e eficiência diminuem.

As condições ISO são: temperatura ambiente de 15°C, umidade relativa de 60% e pressão atmosférica de 101,3 kPa.

No gráfico representado na figura 28, a seguir, tem-se a variação da eficiência e potência para a Microturbina Capstone C30, de acordo com diferentes temperaturas ambientes.

Figura 28 — Eficiência e Potência versus Temperatura ambiente ao nível do mar



Fonte: Adaptado de CAPSTONE

Considerando o ciclo real, obtêm-se relações para cálculo de eficiência isentrópica dos componentes das instalações de turbinas e microturbinas a gás.

a. Compressor:

Visto que o compressor atua no sistema recebendo trabalho para seu acionamento, seu trabalho específico real, mostra-se maior em uma análise real. A eficiência deste componente, demonstra-se como:

$$\eta_c = \frac{w_{ideal}}{w_{real}} = \frac{c_p \cdot (T_{2s} - T_1)}{c_p \cdot (T_2 - T_1)} \quad (8)$$

Em que:

η_c – Eficiência isentrópica do compressor

T_{2s} – Temperatura no ponto 2 isentrópico

T_2 – Temperatura no ponto 2

T_1 – Temperatura no ponto 1

c_p – Calor específico a pressão constante

b. Turbina

Visto que a turbina atua no sistema gerando trabalho específico, este, mostra-se menor em uma análise real. A eficiência deste componente, demonstra-se como:

$$\eta_t = \frac{w_{real}}{w_{ideal}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4)}{c_p \cdot (T_3 - T_{4s})} \quad (9)$$

Em que:

η_t – Eficiência isentrópica da turbina

T_{4s} – Temperatura no ponto 4 isentrópico

T_4 – Temperatura no ponto 4

T_3 – Temperatura no ponto 3

c_p – Calor específico a pressão constante

C. Regenerador

Visto que o regenerador opera recuperando energia dos gases de exaustão da turbina com o intuito de aquecer o ar na entrada da câmara de combustão, o cálculo de sua efetividade parte do conceito ideal, em que toda a energia da exaustão, seria utilizada no aquecimento do ar. Com isso, demonstra a efetividade como:

$$\eta_r = \frac{qh_{real}}{qh_{ideal}} = \frac{c_p \cdot (T_x - T_2)}{c_p \cdot (T_{x'} - T_2)} \quad (10)$$

Em que:

η_r – Efetividade do regenerador

T_x – Temperatura saída regenerador real

T_2 – Temperatura no ponto 2

$T_{x'}$ – Temperatura saída regenerador ideal

c_p – Calor específico a pressão constante

3 METODOLOGIA

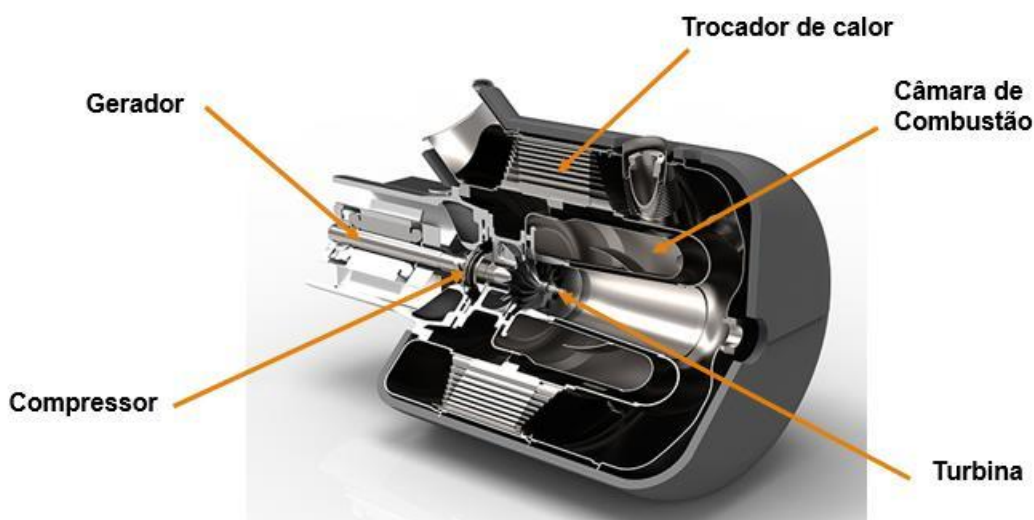
Inicialmente será apresentado o modelo de Microturbina a gás a ser estudada na análise de desempenho. Posteriormente, será caracterizado o software de simulação a ser utilizado, sendo este o DESTUR (ALVES, 2003). Por fim, será apresentado o ciclo regenerativo modificado a ser simulado no software, assim como os ciclos ideais a serem comparados em relação a eficiência térmica e trabalho específico.

3.1 MICROTURBINA CAPSTONE C30

3.1.1 Introdução

A microturbina Capstone modelo C30 se enquadra nas definições de microturbinas devido a sua capacidade de gerar 30 kW de potência em condições ISO. Esta, se caracteriza por ser uma microturbina extremamente compacta, operando em ciclo regenerativo convencional.

Na figura 29, a seguir, tem-se uma imagem em corte esquemático da microturbina.



Fonte: Adaptado de CAPSTONE

Como pode ser observado na figura 11, esta é formada por um compressor, sendo este do tipo radial, turbina de simples estágio do tipo radial, câmara de combustão do tipo anular, trocador de calor (regenerador) e um gerador elétrico. Sua configuração de eixo é do tipo simples, com compressor, turbina e gerador compartilhando o mesmo.

Microturbinas deste modelo, podem atuar através da geração distribuída, entregando energia próximo do local de utilização, geração em paralelo ou emergência ao sistema de geração de energia principal ou também em associações de duas ou mais microturbinas.

3.1.2 Características gerais

Na tabela 2, a seguir, observa-se as principais características da microturbina Capstone C30, de acordo com condições ISO de operação.

Tabela 2 — Características Microturbina Capstone C30

| | |
|-----------------------------------|-------------------|
| Combustível | Gás Natural |
| Potência nominal | 30 kW (+0/-1) |
| Eficiência | 26 % (± 2) |
| Vazão em massa (Plena carga) | 0.347 kg/s |
| Configuração | Um eixo |
| Recuperador | Convencional |
| Relação de pressão | 4 |
| Temperatura de entrada na turbina | 871 °C |
| Temperatura gases de escape | 275 °C |
| Rotação nominal | 45000 - 96000 rpm |
| Temperatura de saída da turbina | 671 - 593 °C |
| Produção de Nox | < 9 ppm |

Fonte: Adaptado de CAPSTONE

Esta microturbina, possui três modos de funcionamento que podem ser definidos de acordo com a necessidade e demanda. O primeiro modo, se denomina, *Stand alone*, em que a microturbina fornece energia para instalações remotas, como por exemplo, plataformas de petróleo ou regiões onde a rede de energia não está disponível (CAPSTONE).

O segundo modo de operação, denomina-se *grid connection*, em que a microturbina trabalha paralelo à rede de distribuição de energia. Neste caso, microturbinas, operam por exemplo, de maneira complementar em momentos de pico ou como um gerador de emergência (CAPSTONE).

O último modo de operação denomina-se dual mode, em que se torna possível utilizar ambos os modos.

3.2 SOFTWARE DESTUR

O software DESTUR (ALVES, 2003) foi desenvolvido para ser utilizado em cálculos de desempenho de qualquer tipo de turbina a gás, em que estas podem estar operando em ponto de projeto, fora do ponto de projeto, em regime transitório adiabático ou não-adiabático.

Além disso, o software considera em suas análises o fluido de trabalho como uma mistura de gases com composição diferente do ar, assim como diferentes combustíveis.

Com programação em linguagem Fortran, o software utiliza equações completas de conservação de energia, massa e quantidade de movimento. Permite ainda, inserção de parâmetros de cada equipamento presente na instalação de potência retornando como saída, valores por exemplo, de temperatura, pressão, vazão, eficiência e potência.

A lógica de inserção de parâmetros, mostra-se simples e didática, a partir de módulos, em que várias sub-rotinas pré-programadas são utilizadas para simular a ação de diferentes componentes de uma turbina a gás.

Alguns exemplos de módulos pré-programados no software são mostrados na figura 30, a seguir:

Figura 30 — Módulos DESTUR



| | |
|---|--|
| 1 – ENTR (ENTRada de ar) | 12 – MAXI (MAXIimização de parâmetros) |
| 2 – COMP (COMPressor) | 13 – AJUS (AJUSte de dados) |
| 3 – CAMA (CAMAra de combustão) | 14 – DESE (cálculo do DESEmpenho) |
| 4 – TURB (TURBina) | 15 – PEST (cálculo Propriedades ESTáticas) |
| 5 – BOCA (BOCAL) | 16 – VOLU (VOLUme) |
| 6 – BIFU (BIFUrcação no fluxo) | 17 – OPER (cálculo OPERações aritméticas) |
| 7 – MIST (MISTurador de jatos) | 18 – TABE (TABElamento de dados) |
| 8 – TROF (TROcador de calor-parte Fria) | 19 – REPT (REPeTir dados de entrada) |
| 9 – TROQ (TROcador de calor-parte Quente) | 20 – ECON (ECONomizador) |
| 10 – DUTO (DUTO) | 21 – FIM# (FIM dos módulos) |
| 11 – VARI (Geração de VARIável) | |

Fonte: ALVES (2003)

A interligação entre os vários módulos que compõem uma instalação de turbina a gás, necessitam de uma interface dentro do software. Esta interface se mostra a partir de vetores estação, em que cada componente, recebe informações de estado sendo elas: Razão combustível-ar, fluxo de massa, pressão total e temperatura total. A partir deste vetor estação, calcula-se demais informações com relação ao estado termodinâmico do componente.

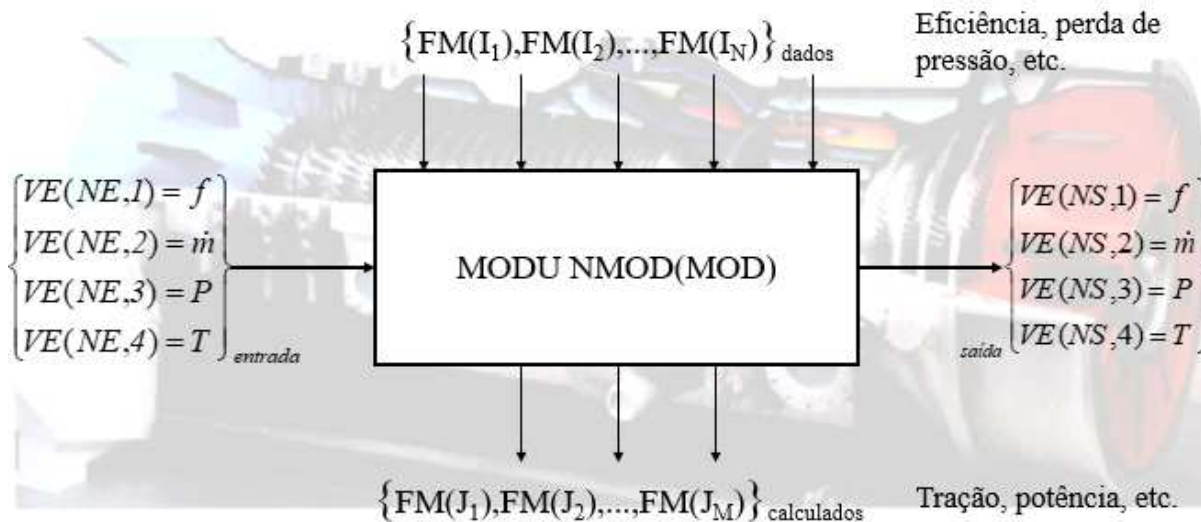
Para que os módulos cumpram sua função de pegar um vetor estação de entrada e transforma-lo em um vetor estação de saída, o software necessita de informações fornecidas pelo usuário ou por outros módulos. Ao trabalhar os dados recebidos, gera-se novos dados que devem estar disponíveis ou como um resultado final ou como informação para outro módulo.

Esses dados, tanto os fornecidos, quanto os calculados, são denominados Fatores de Módulo. Dado um módulo, cada fator de módulo possui um número particular.

A seguir, na figura 31, uma representação do funcionamento dos módulos, vetores estação e fatores de módulo.

Figura 31 — Módulos, vetores estação e fatores de módulo.

Modulo, Vetores de Estação e Fatores do Módulo



MODU – Nome do módulo; MOD – é o contador interno ao DESTUR; NMOD(MOD) – número do módulo fornecido pelo usuário.

Fonte: ALVES (2003)

3.3 CICLO REGENERATIVO MODIFICADO PROPOSTO

Como verificado, a implementação de ciclo regenerativo quando se busca aumento de eficiência em instalações de turbina a gás e microturbinas, mostra-se como uma alternativa.

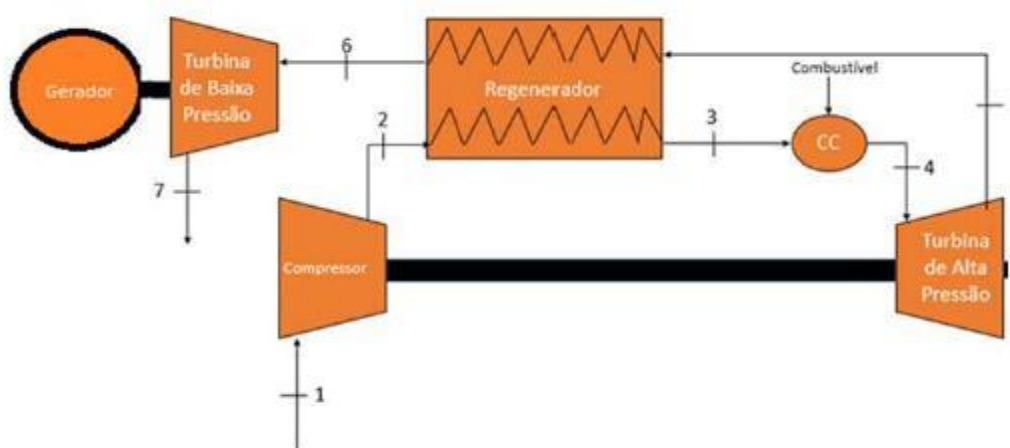
Este estudo propõe uma modificação da configuração deste ciclo. Avaliando o ciclo regenerativo convencional, verifica-se que o trabalho específico se mantém inalterado com relação ao ciclo Brayton simples, e a eficiência aumenta.

Instalações de turbinas e microturbinas a gás, ao serem projetadas, são estudadas e desenvolvidas para operação em ponto de projeto, ou em inglês, Design Point, em que as condições de operação são tais para geração máxima de potência aliada a alta eficiência. Em ponto de projeto, parâmetros como rotação, razão de pressão e vazão em massa são definidos para cada componente do sistema (SARAVANAMUTTOO, 2001). A partir de variações destes parâmetros para valores diferentes dos estipulados pelo fabricante, a instalação de potência passa a operar fora de ponto de projeto, ou em inglês, Off-Design.

Operações fora de ponto de projeto se mostram comuns, visto que variações de rotação e potência de acordo com a necessidade de operação são necessárias, assim como variações de temperatura ambiente. Com isso, em casos em que se busca uma operação off-design com uma potência menor (trabalho específico menor) e uma maior eficiência, o ciclo a ser proposto mostra-se como uma alternativa.

O ciclo regenerativo modificado (CRM) proposto pode ser verificado no esquema da figura 32, a seguir.

Figura 32 — Ciclo regenerativo modificado proposto



Fonte: O autor (2020)

O ciclo regenerativo modificado proposto, consiste na implementação de uma turbina de baixa pressão, em que os gases de escape da turbina de alta pressão, são aquecidos através do regenerador e direcionados para ela. De forma análoga ao ciclo proposto por (VASSERMAN; SHUTENKO, 2017), o ciclo regenerativo modificado proposto busca aumento de eficiência térmica, por meio da retirada de trabalho da turbina de baixa pressão, mas se diferenciando deste, pelo fato de essa retirada ser exclusiva, inicialmente, da turbina de baixa pressão.

Portanto, a potência útil no ciclo regenerativo modificado proposto, seria totalmente gerada pela turbina de baixa pressão. A turbina de alta pressão, neste caso, atuaria como acionador do compressor no processo, em um esquema de gerador de gás.

Avaliando este ciclo de maneira ideal, chega-se a seguinte relação final de eficiência, como pode ser verificado no Apêndice - D:

$$\eta_{CRM} = 1 - \frac{1}{t - c + 1} \quad (11)$$

Verifica-se que para maiores valores do coeficiente adimensional t , representando a relação entre a máxima temperatura do ciclo com a temperatura ambiente, sendo $t = (T_4/T_1)$, a eficiência aumenta. Esse aumento de eficiência se verifica através do aumento do termo $1/(t-c+1)$ no denominador da equação (11).

Para valores do coeficiente $c = (t+1) / 2$, o ciclo regenerativo modificado se reduz ao ciclo Brayton simples, não sendo mais viável sua implementação. Com isso, verifica-se que o ciclo regenerativo modificado se torna viável para valores do coeficiente c entre 1 e $(t+1) / 2$.

De forma análoga ao ciclo regenerativo convencional, observa-se queda de eficiência com um aumento da razão de pressão do ciclo (r), representada pelo coeficiente adimensional c , sendo $c = (T_2/T_1) = r^{(k-1)/k}$, em que k representa a constante relativa a natureza do ar.

Com relação ao trabalho específico líquido, utilizando-se das relações isentrópicas, chega-se a seguinte relação, que pode ser verificada no Apêndice - E:

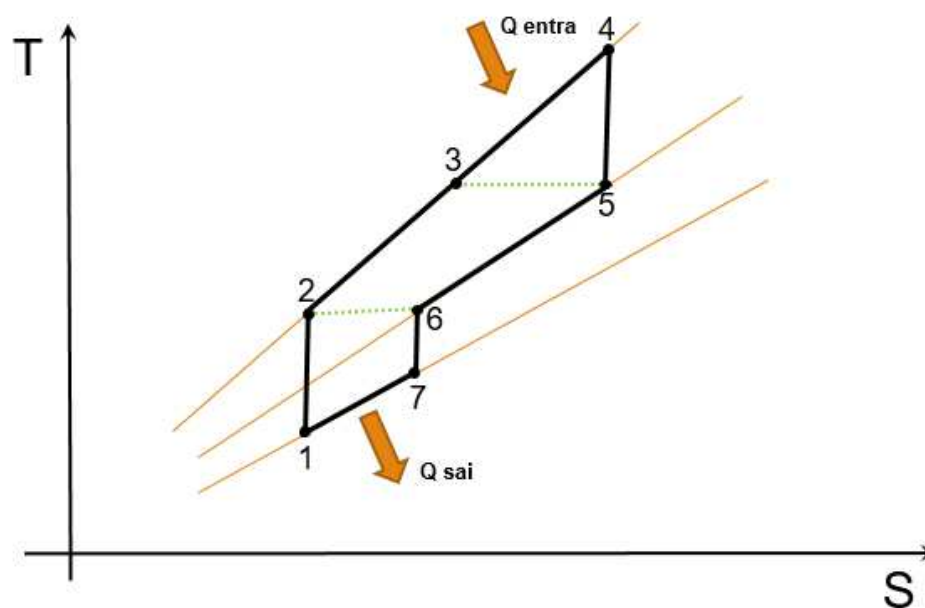
$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \frac{(c - 1) \cdot (t - c)}{t - c + 1} \quad (12)$$

Avaliando a expressão obtida, em que \dot{m} representa a vazão em massa de ar no compressor, c_p representa o calor específico do ar a pressão constante e T_1 representa a temperatura na entrada do compressor, verifica-se um comportamento em que para valores maiores do coeficiente adimensional t , o trabalho específico torna-se maior. Para valores maiores do coeficiente adimensional c , verifica-se um comportamento semelhante, em que um aumento deste, como consequência, gera um aumento do trabalho específico do ciclo. A redução do trabalho específico devido a utilização de uma turbina de baixa pressão para tal pode ser observada no

diagrama T-s a seguir, a partir da redução da área do diagrama, quando comparado ao ciclo Brayton e ao ciclo Brayton regenerativo.

O diagrama Temperatura versus entropia do ciclo pode ser observado no diagrama da figura 33, a seguir.

Figura 33 — Diagrama Txs Ciclo Brayton Regenerativo modificado



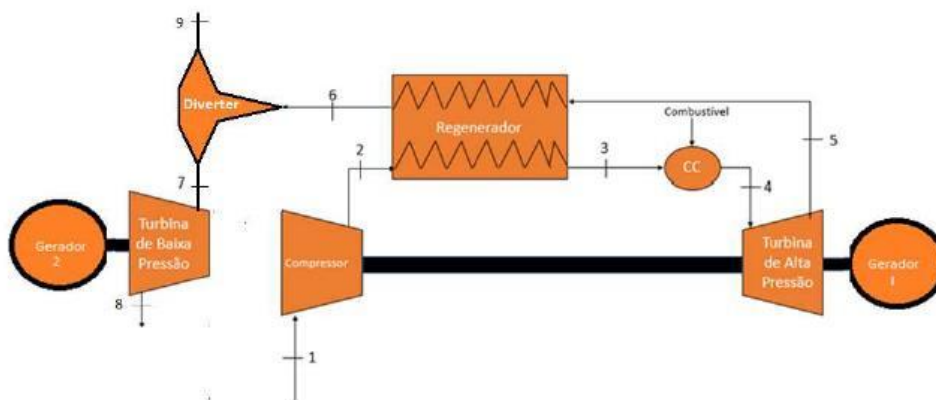
Fonte: O autor (2020)

3.4 CICLO REGENERATIVO MODIFICADO COMPOSTO

O ciclo regenerativo modificado proposto, se mostra mais eficiente quando comparado aos ciclos Brayton e o regenerativo convencional em análises ideais. Como dito, o CRM se mostra como uma alternativa em operações off-design, operando em carga parcial e entregando uma potência menor.

Uma variação do CRM pode ser observada no esquema da figura 34, a seguir.

Figura 34 — Ciclo regenerativo modificado composto



Fonte: O autor (2020)

O ciclo regenerativo modificado composto (CRMC) mostra-se como uma combinação do CRC e CRM. A implementação de um componente denominado Diverter, torna possível o direcionamento do fluxo de acordo com a necessidade.

Em operações em que se necessita de plena carga, com geração de um trabalho específico maior, este direciona o fluxo de 6-9. Neste caso o CRC estaria em funcionamento, retirando potência da turbina de alta pressão.

Em situações em que se busca trabalhar em carga parcial, o diverter seria acionado para direcionamento do fluxo para a turbina de baixa pressão. Nesta situação, o CRM estaria em funcionamento, retirando potência da turbina de baixa pressão e visando aumento de eficiência.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os gráficos comparando desempenho do ciclo Brayton, regenerativo convencional e regenerativo modificado serão apresentados a seguir. Como definido na revisão bibliográfica, quando se avalia desempenho de instalações de turbinas e microturbinas a gás, avalia-se eficiência e trabalho específico (Potência).

Primeiramente, será apresentado comparações dos ciclos ideais, em que não se considerou perdas de pressão, eficiência de componentes e variações na composição do fluido de trabalho.

Em seguida, serão apresentados gráficos comparativos de desempenho com relação aos ciclos em uma análise real, a partir de parâmetros da microturbina industrial Capstone C30.

Ao se comparar os ciclos de uma maneira real, utilizou-se no software DESTUR, parâmetros disponibilizados pela fabricante Capstone para avaliar o desempenho dos ciclos. Na tabela 3, a seguir, tem-se os parâmetros utilizados para à avaliação.

Tabela 3 — Parâmetros de entrada - Microturbina Capstone

| | |
|-----------------------------------|-------------------|
| Combustível | Gás Natural |
| Vazão em massa (Plena carga) | 0.347 kg/s |
| Recuperador | Convencional |
| Relação de pressão | 4 |
| Temperatura de entrada na turbina | 871 °C (1144 K) |
| Temperatura gases de escape | 275 °C (548 K) |
| Potência nominal | 30 kW (+0/-1) |
| Rotação nominal | 45000 - 96000 rpm |

Fonte: CAPSTONE

Com relação aos valores de eficiências de componentes e perdas de pressão, utilizou-se valores entre os intervalos obtidos através de otimizações realizadas no estudo realizado por (GIMELLI e SANNINO, 2017) na microturbina a gás Capstone

C30, visto que a fabricante não disponibiliza estas informações. A seguir, na tabela 4, os valores utilizados na simulação.

Tabela 4 — Eficiências de componentes

| | |
|---|--------------------|
| Eficiência isentrópica compressor | 0,86 |
| Eficiência isentrópica turbina | 0,88 |
| Eficiência câmara de combustão | 0,98 |
| Efetividade regenerador | 0,80 |
| Eficiência mecânica | 0,99 |
| Perdas de pressão (Câmara de combustão e regenerador parte fria/quente) | 0,0001 - 0,4 (bar) |

Fonte: O autor (2020)

Os dados gerados pelo software DESTUR se encontram nas tabelas que podem ser verificadas no Anexo - B e Anexo - C, respectivamente.

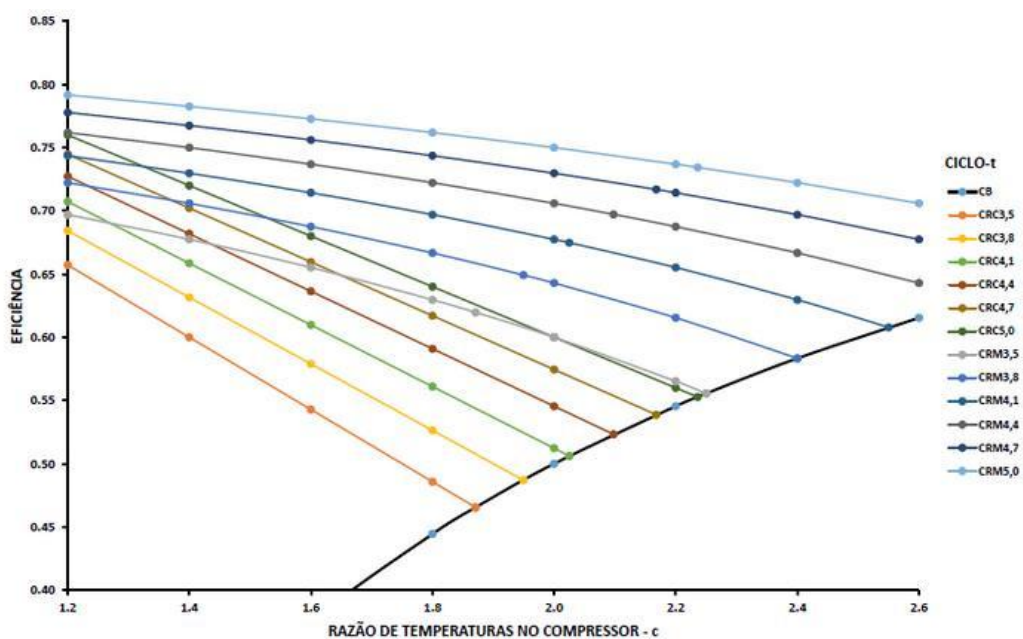
4.1 COMPARAÇÕES ENTRE CICLOS IDEAIS

4.1.1 Eficiência

A partir das equações de eficiência obtidas através de relações termodinâmicas, foi possível plotar o gráfico 8, a seguir, em que no eixo vertical tem-se a eficiência e no eixo horizontal a razão de temperaturas no compressor, representada pelo coeficiente adimensional c . Diferentes curvas foram plotadas, para diferentes valores do coeficiente adimensional t , representando a relação entre a máxima temperatura do ciclo e a temperatura ambiente.

As tabelas 5 e 6, representam os valores dos coeficientes para cada curva mostrada nos gráficos das figuras 35 e 36.

Figura 35 — Eficiência versus razão de temperaturas no compressor - CB, CRC e CRM



Fonte: O autor (2020)

Tabela 5 — Coeficientes adimensional t e $T4$ (K)

| t | $T4$ (K) |
|-----|----------|
| 3,5 | 1050 |
| 3,8 | 1140 |
| 4,1 | 1230 |
| 4,4 | 1320 |
| 4,7 | 1410 |
| 5 | 1500 |

Fonte: O autor (2020)

Tabela 6 — Coeficiente adimensional c e razão de pressão

| c | r |
|-----|------|
| 1.2 | 1.9 |
| 1.4 | 3.2 |
| 1.6 | 5.2 |
| 1.8 | 7.8 |
| 2 | 11.3 |
| 2.2 | 15.8 |
| 2.4 | 21.4 |
| 2.6 | 28.3 |

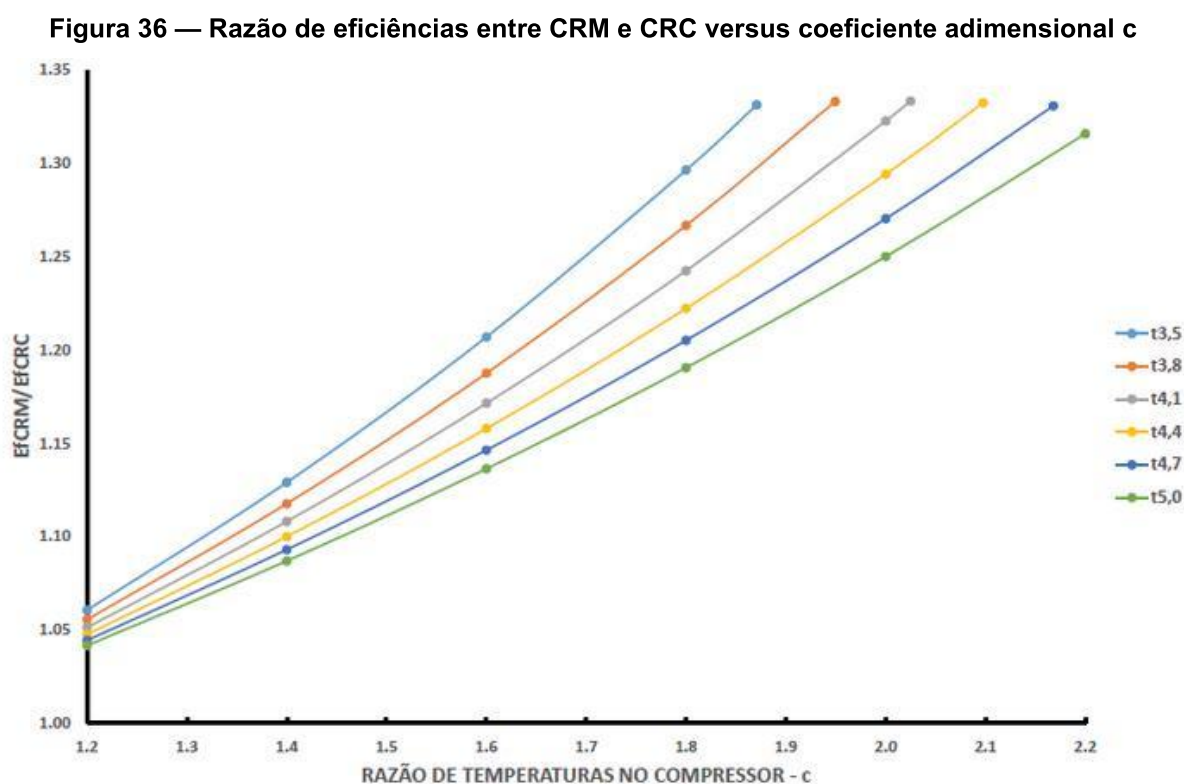
Fonte: O autor (2020)

Pela análise do gráfico da figura 35, nota-se que o CRM possui maiores eficiências quando comparado ao CB e CRC para mesmos valores do coeficiente t e c . Os pontos de encontro das curvas do CRC e CRM com a curva do CB, representam a situação em que as equações obtidas para CRC e CRM se reduzem a equação de eficiência do CB. Neste caso, a utilização dos gases de exaustão da turbina no regenerador não seria mais necessária, visto que sua temperatura seria menor quando comparada com a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão.

Avaliando a eficiência do CB, verifica-se que esta não depende do coeficiente adimensional t , variando apenas com o coeficiente adimensional c . Valores maiores deste, resultam em eficiências maiores.

Avaliando a eficiência do CRC, verifica-se que está se mostra superior ao CB e inferior ao CRM. Para maiores valores do coeficiente c , esta diminui. Com relação ao coeficiente t , para maiores valores a eficiência do CRC aumenta.

No gráfico presente na figura 36, a seguir, verifica-se a relação entre as eficiências do CRM e CRC no eixo vertical versus o coeficiente adimensional c no eixo horizontal.



Fonte: O autor (2020)

Avaliando o gráfico da figura 36, nota-se que para maiores valores do coeficiente adimensional c , aliado a menores valores do coeficiente adimensional t , o CRM apresenta percentualmente eficiências maiores. Como exemplo, para um valor de $c=1,8$, representando uma razão de pressão de 7,8, observa-se que para uma temperatura de entrada na turbina de 1050 K (776,85°C), representada pelo coeficiente $t=3,5$, tem-se uma eficiência 30% maior utilizando-se o CRM.

Realizando uma interpolação linear nos dados, para obter o percentual de eficiência para a razão de pressão utilizada na microturbina Capstone C30, verifica-se que para o coeficiente adimensional $c=1,50$, representando uma razão de pressão de 4 e para uma temperatura de entrada na turbina de 1144 K (871°C), representada por uma curva de coeficiente $t=3,81$, tem-se uma eficiência 15,50% maior utilizando-se o CRM.

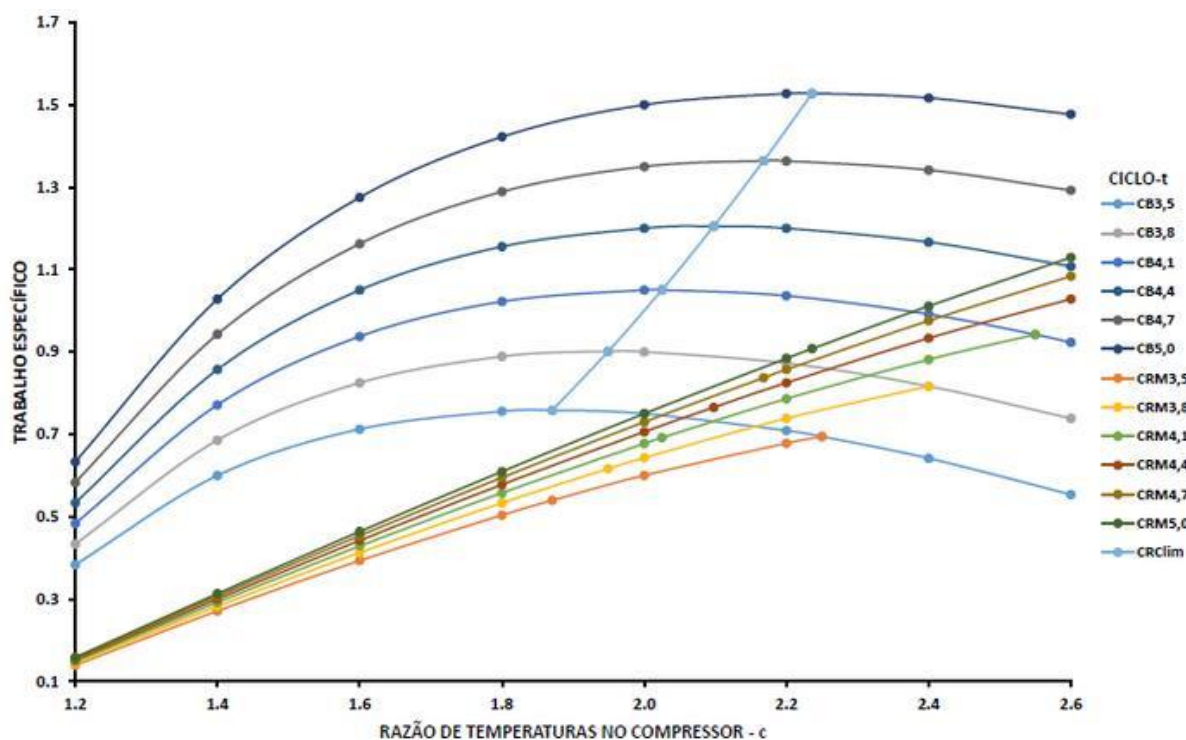
Pode-se concluir em relação a análise ideal comparativa entre os ciclos, que para um CRC com uma razão de pressão e temperatura máxima definida, o CRM operando sob as mesmas condições entrega sempre uma maior eficiência.

4.1.2 Trabalho específico

A partir das equações de trabalho específico obtidas através de relações termodinâmicas, foi possível plotar o gráfico presente na figura 37, a seguir, em que no eixo vertical tem-se o trabalho específico e no eixo horizontal a razão de temperaturas no compressor, representada pelo coeficiente adimensional c . Diferentes curvas foram plotadas, para diferentes valores do coeficiente adimensional t , representando a relação entre a máxima temperatura do ciclo e a temperatura ambiente.

As tabelas 5 e 6, representam os valores dos coeficientes para cada curva mostrada nos gráficos das figuras 37 e 38.

Figura 37 — Trabalho específico versus coeficiente adimensional c - CB, CRC e CRM



Fonte: O autor (2020)

Avaliando o trabalho específico gerado pelos três ciclos analisados, verifica-se no gráfico da figura 37, que como esperado, o trabalho específico do CB, sendo este igual ao CRC, se mostra superior ao CRM. Para maiores valores do coeficiente adimensional t , observa-se maiores valores de trabalho específico no CB e CRC.

A curva CRClim indicada no gráfico 10, representa os pontos em que o trabalho específico do CB e CRC torna-se máximo, para determinado valor do coeficiente adimensional t .

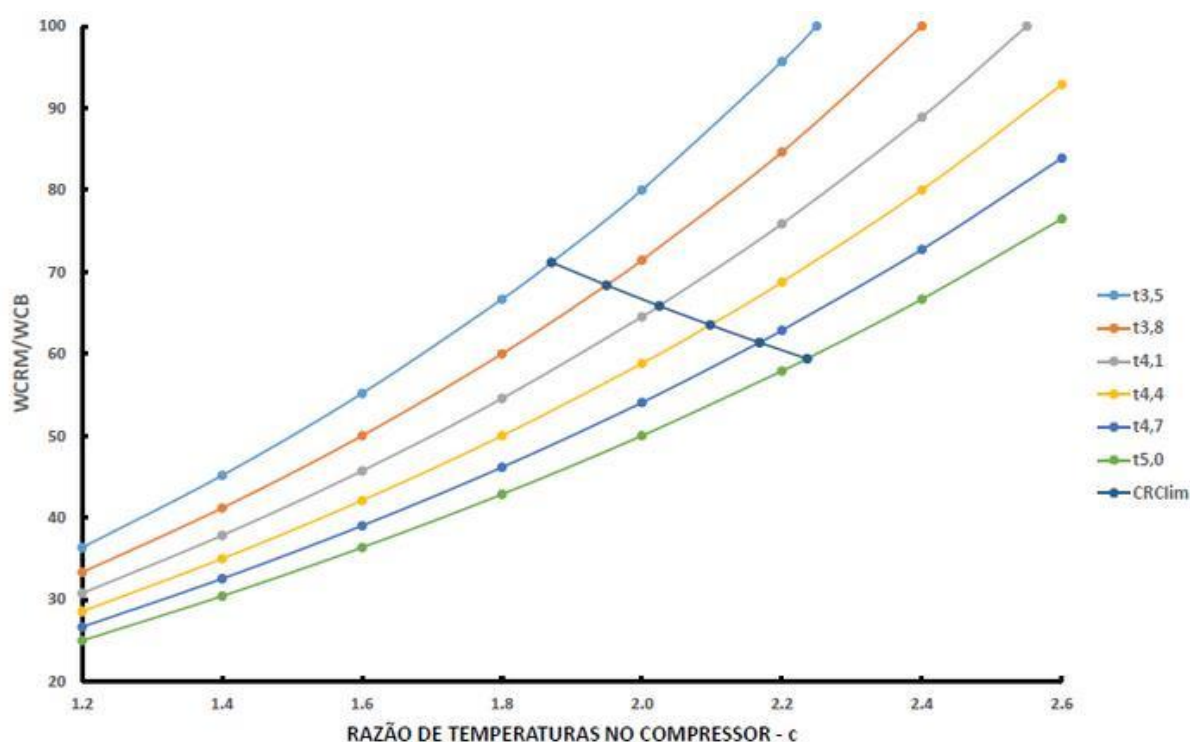
Para que o CRM seja capaz de entregar um trabalho específico igual a aquele gerado no CB e CRC, verifica-se a necessidade de maiores valores do coeficiente adimensional c , ou seja, maiores valores de razão de pressão no CRM.

Como exemplo, um ciclo ideal Brayton ou Regenerativo com coeficiente adimensional $t=4,1$ e coeficiente adimensional $c=1,8$, requer uma razão de pressão de 7,8. O CRM para entregar o mesmo trabalho específico, adotando o mesmo valor do coeficiente t , requer um coeficiente adimensional c de 2,82, representando uma razão de pressão necessária de 37,52.

Este alto valor de razão de pressão necessário no CRM, mostra-se como um suporte para a necessidade de reprojeto de compressores a serem inseridos no CRM.

No gráfico representado na figura 38, a seguir, verifica-se a relação entre os trabalhos específicos do CRM e CRC no eixo vertical versus o coeficiente adimensional c no eixo horizontal.

Figura 38 — Razão de trabalhos específicos entre CRM e CB versus coeficiente adimensional c



Fonte: O autor (2020)

Avaliando o gráfico, nota-se que para maiores valores do coeficiente adimensional c , aliado a menores valores do coeficiente adimensional t , o CRM apresenta percentualmente trabalho específico menor. Como exemplo, para um valor de $c=1,8$, representando uma razão de pressão de 7,8, observa-se que para uma temperatura de entrada na turbina de 1050 K (776,85°C), representada pelo coeficiente $t=3,5$, tem-se um trabalho específico no CRM, 33% menor em relação ao CB e CRC.

Realizando uma interpolação linear nos dados, para obter o percentual de trabalho específico para a razão de pressão utilizada na microturbina Capstone C30, verifica-se que para o coeficiente adimensional $c=1,50$, representando uma razão de

pressão de 4 e para uma temperatura de entrada na turbina de 1144 K (871°C), representada por uma curva de coeficiente $t=3,81$, tem-se um trabalho específico 54,50% menor utilizando-se o CRM.

Pode-se concluir, em relação a análise ideal comparativa entre os ciclos, que para um CRC com uma razão de pressão e temperatura máxima definida, o CRM operando sob as mesmas condições entrega sempre um menor trabalho específico.

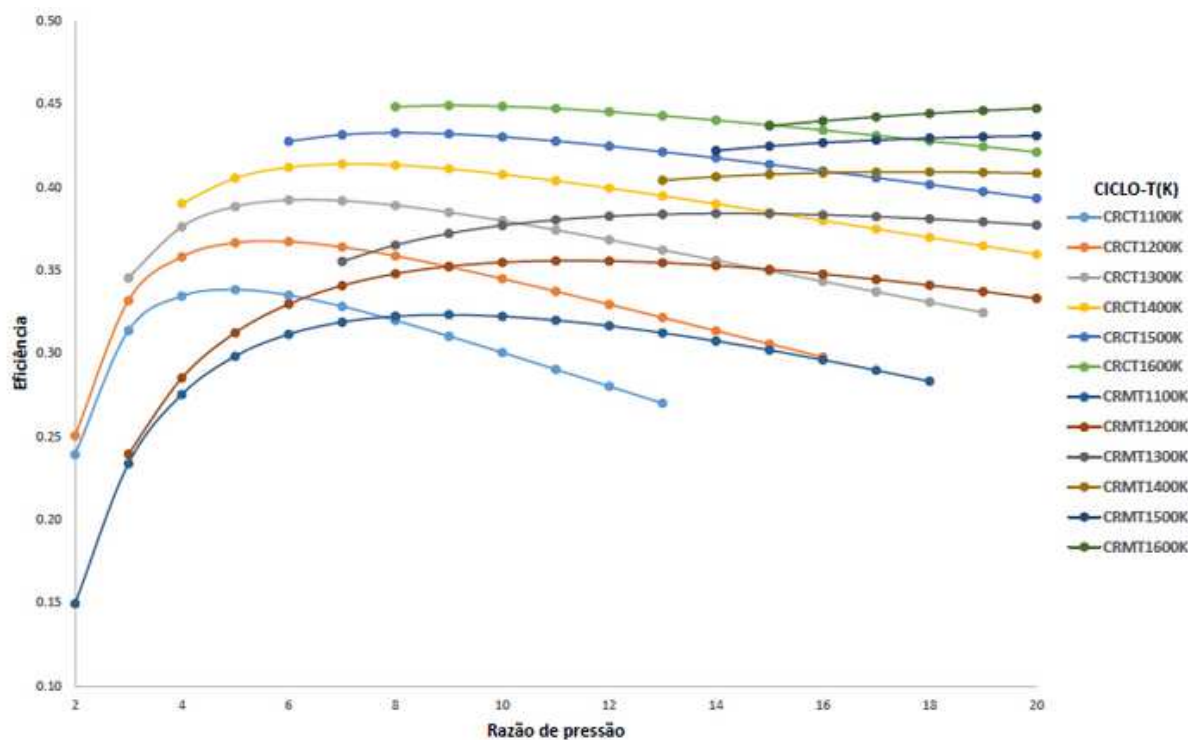
4.2 COMPARAÇÃO ENTRE CICLOS REAIS

4.2.1 Eficiência

Avaliando o CRC e CRM de maneira real, foi possível obter os dados presentes no Anexo - B e Anexo - C, respectivamente através do software de simulação de turbinas a gás DESTUR.

Diferentes curvas foram plotadas, para diferentes valores de temperatura de entrada na turbina e razão de pressão do ciclo, como pode ser observado no gráfico da figura 39, a seguir.

Figura 39 — Eficiência versus razão de pressão - CRC e CRM Reais



Fonte: O autor (2020)

Avaliando o gráfico, observa-se que o CRC, diferente da análise ideal, apresentou maiores eficiências quando comparado ao CRM. A implementação nos cálculos de eficiência de componentes, propriedades do fluido e perdas de pressão, mostra que em uma análise real, o CRM não se mostra vantajoso e viável.

Para valores mais altos de razão de pressão, para uma mesma temperatura de entrada na turbina, observa-se que o CRM atinge eficiências maiores em relação ao CRC. Como exemplo, avaliando as curvas de temperatura de entrada na turbina de 1100 K (827°C), o CRM se tornaria vantajoso para razões de pressão a cima de 8. Este valor de razão de pressão se mostra como sendo o dobro do valor atualmente utilizado pela microturbina Capstone C30.

Analisando a curva de temperatura de entrada na turbina de 1100 K (827 °C), sendo está próxima da utilizada na microturbina Capstone C30, e para uma razão de pressão de 4, observa-se uma eficiência do CRC de 33,45%. Avaliando o CRM nas mesmas condições, observa-se uma eficiência de 28,52%, representando um percentual de 14,75% a menos de eficiência.

Verificando as eficiências isentrópicas utilizadas nos componentes da microturbina, observa-se que 86% para o compressor, 88% para a turbina, 98% para a câmara de combustão, 80% para o regenerador, aliados a uma eficiência mecânica de 99% não são ainda suficientes para uma implementação vantajosa em uma situação real do CRM em uma microturbina.

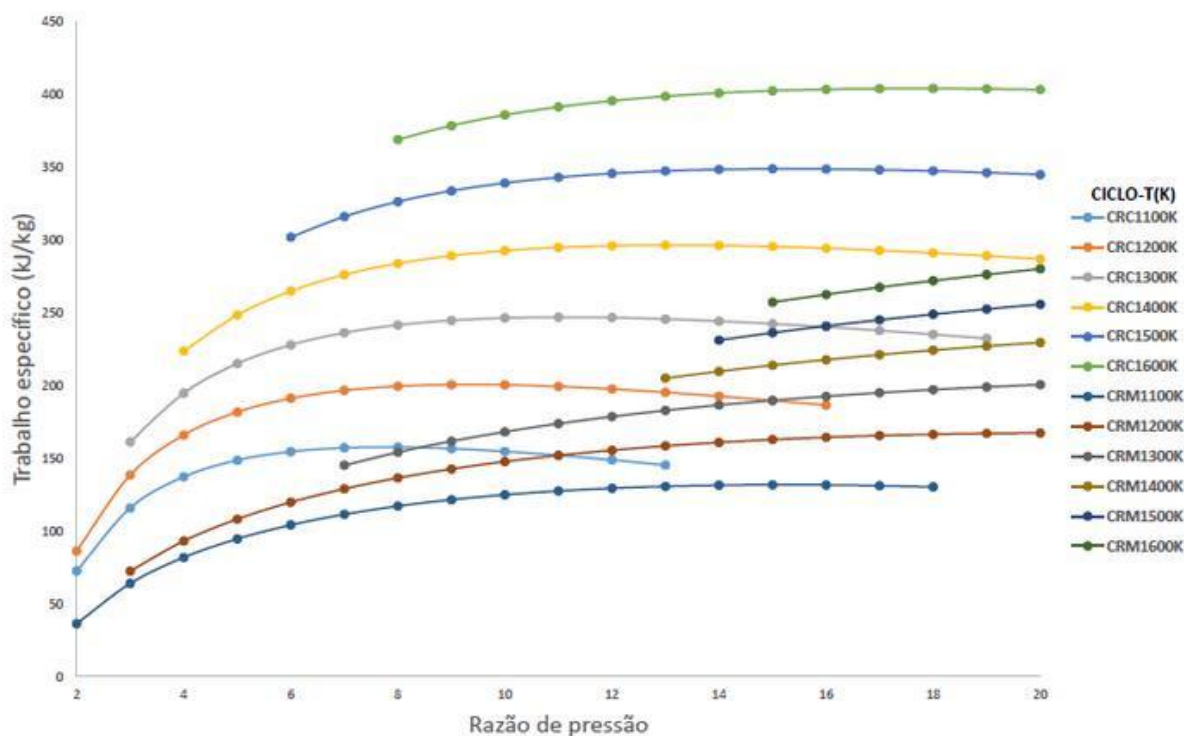
Simulações termodinâmicas, análises de escoamento de fluidos, composição dos materiais utilizados, entre outros, se mostram como alguns dos campos da engenharia mecânica, que buscam desenvolver e aumentar as eficiências dos componentes citados.

4.2.2 Trabalho específico

Assim como os dados de eficiência para os CRC e CRM, os dados de trabalho específico gerados pelo software de simulação de desempenho de turbinas a gás, DESTUR, se encontram nas tabelas presentes nos Anexos - B e C, respectivamente.

Diferentes curvas foram plotadas, para diferentes valores de temperatura de entrada na turbina e razão de pressão do ciclo, como pode ser observado no gráfico da figura 40, a seguir.

Figura 40 — Trabalho específico versus razão de pressão - CRC e CRM Reais



Fonte: O autor (2020)

Avaliando o gráfico, observa-se que o trabalho específico do CRC se mostra superior ao CRM, assim como na análise ideal. Verificando curvas de mesma temperatura de entrada na turbina, para uma mesma razão de pressão, observa-se que apenas para altas razões de pressão, o CRM atinge trabalho específico superior ao CRC.

Como exemplo da microturbina Capstone, para a temperatura de entrada na turbina de 1100 K (827°C) e uma razão de pressão de 4, nota-se que o CRM entrega cerca de 40,32% a menos de trabalho específico em relação ao CRC. Na análise ideal este valor foi de cerca de 33% a menos de trabalho específico.

Está redução de trabalho específico quando se realiza a análise real, se mostra esperada, visto que a consideração de eficiências e perdas de componentes se relaciona de maneira direta com a geração de trabalho específico.

5 CONCLUSÃO

Conforme apresentado ao longo do trabalho, pode-se reforçar a importância de se avaliar parâmetros de desempenho de instalações de Microturbinas a gás. O fato de estes equipamentos operarem entregando baixas potências e ainda com baixas eficiências em ciclos não combinados ou sem cogeração, demonstram a necessidade de novas avaliações.

Avaliando o desempenho do Ciclo Regenerativo Modificado (CRM) de maneira ideal e real, foi constatado que em uma análise ideal o ciclo se mostra mais eficiente quando comparado ao ciclo regenerativo convencional (CRC) e ao ciclo padrão Brayton (CB). Por outro lado, a modificação do ciclo para uma operação off-design, com objetivo de aumentar apenas a eficiência do ciclo, gerou uma redução considerável de trabalho específico gerado (Potência), em que o CRM foi inferior tanto ao CRC, quanto ao CB.

O fato de ser possível avaliar ciclos de máquinas térmicas de maneira ideal e real, se mostra de grande valia, visto que uma análise complementa a outra.

Ao se avaliar o CRM Real utilizando-se parâmetros da microturbina Capstone, verificou-se que a implementação de eficiência de componentes como compressor, turbina, regenerador, assim como a implementação de variações no fluido de trabalho, perdas mecânicas e de pressão, afeta de maneira direta o desempenho do ciclo.

A microturbina Capstone C30, operando sob o CRM de maneira real, apresentou uma eficiência 14,75% menor em relação ao CRC sob as mesmas condições de operação. Nota-se que este resultado se difere por completo da análise ideal, em que a microturbina apresentava 15,5% a mais de eficiência operando sob o CRM em relação ao CRC nas mesmas condições de operação.

Com relação ao trabalho específico, como esperado, o CRM em uma análise real, apresentou 40,32% a menos em relação ao CRC e CB nas mesmas condições de operação. Este comportamento do trabalho específico, alinha-se a análise ideal, em que o CRM também apresentou trabalho específico inferior na comparação com o CRC e CB.

Vale ressaltar, que o CRM na análise real, para altos valores do coeficiente adimensional c , conseqüentemente maiores valores de razão de pressão,

apresentou eficiência e potência superior ao CRC. No entanto, a microturbina Capstone C30, não foi projetada para tal, inviabilizando a implementação do CRM nesta.

Com isso, verifica-se que o CRMC não se mostra interessante de implementação na microturbina Capstone C30, visto que de maneira real, o CRM não se mostrou mais eficiente em relação ao CRC, contrastando com o cenário ideal em que através do diverter, seria viável a modificação do fluxo entre o CRC e CRM visando aumento de eficiência em situações de operação em carga parcial.

Concluindo, a análise de desempenho de uma microturbina industrial operando sob o CRM se mostrou com um grande potencial de aumento de eficiência em instalações a gás que operam com altos valores de razão de pressão. Além disso, nota-se que investimentos no desenvolvimento de componentes mais eficientes, podem de maneira direta afetar o desempenho destas instalações, tornando possível até a implementação em microturbinas.

5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Com objetivo de complementar o trabalho realizado sobre análise de desempenho de instalações a gás, apresenta-se sugestões de trabalhos futuros relacionados ao tema:

- Estudos dos componentes presentes em instalações a gás, com objetivo de obtenção de maiores eficiências;
- Análise exergetica do ciclo regenerativo modificado para obtenção de mais um parâmetro de comparação entre ciclos, para futuras aplicações deste em instalações de maior porte;
- Estudo de aplicação do ciclo regenerativo modificado em uma turbina a gás de maior porte, com maiores valores de razão de pressão.

REFERÊNCIAS

ALVES, M.A.C. **DESTUR: Desempenho de Turbinas a Gás. Manual do Programa**, 2003.

BEN. **Balço energético nacional, relatório síntese, ano base 2019**. 2020. 73 slides. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-521/Relato%CC%81rio%20Si%CC%81ntese%20BEN%202020-ab%202019_Final.pdf. Acesso em: 10 set. 2020.

BOYCE, Meherwan P. **Gas turbine engineering handbook**. Elsevier, 2011.

CAPSTONE. **Capstone Turbine Corporation**. Disponível em: <https://www.capstoneturbine.com/products/c30>. Acesso em: 2 nov. 2020.

CARVALHO, A.M. et al. **Microturbinas a Gás, Motores Stirling e Células a Combustível para Geração Distribuída**. Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica–Citenel, 2007.

CATÁLOGO GE POWER. <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines/lm6000>. Disponível em: Acesso em: 2 nov. 2020.

GIMELLI, ALFREDO; SANNINO, RANIERO. **THERMODYNAMIC MODEL VALIDATION OF CAPSTONE C30 MICRO GAS TURBINE**. ENERGY PROCEDIA, V. 126, P. 955-962, 2017

HERREIRA, Rudy Pérez. **Nebulização de Etanol na Entrada do Compressor de uma Microturbina a Gás de 30kW: Análise Termodinâmica e Experimental**. Dissertação () - , 2015.

<http://aeromodelbasic.blogspot.com/2011/12/axial-flow-compressor.html>. Disponível em: Acesso em: 2 nov. 2020.

KAWASAKI. **Sobre turbinas a gás**. Disponível em: https://global.kawasaki.com/br/energy/equipment/gas_turbines/outline.html. Acesso em: 2 nov. 2020.

MALDONADO, MANUEL ARTURO RENDÓN. **Modelagem e simulação do sistema de controle de uma micro-turbina a gás**. 2005. Tese () - Universidade Federal de Itajubá - Unifei.

MCDONALD, COLIN F.; RODGERS, COLIN. **Small recuperated ceramic microturbine demonstrator concept**. Applied Thermal Engineering, v. 28, n. 1, p. 60-74, 2008.

MIORALLI, Paulo Cesar Et Al. **Análise Térmica De Um Regenerador Rotativo**. 2005.

MORAN, Michael J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2010.

RAHMAN, Sheikh Fareya Et Al. **Improve The Efficiency Of Combined Cycle Power Plant**. 2018.

SARAVANAMUTTOO, Herbert IH. **Gas turbine theory**. Pearson Education, 2001.

SOARES, Claire. **Gas turbines: a handbook of air, land and sea applications**. Elsevier, 2011.

THE AXIAL FLOW COMPRESSOR. Disponível em:
<http://aeromodelbasic.blogspot.com/2011/12/axial-flow-compressor.html>. Acesso em:
2 nov. 2020.

VAN WYLEN, Gordon. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. Editora Blucher, 2017.

VASSERMAN, A A; SHUTENKO, M A. **Methods of increasing thermal efficiency of steam and gas turbine plants**. *J. Phys.: Conf. Ser.* **891 012248**. 2017.
Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/891/1/012248>.
Acesso em: 2 nov. 2020.

APÊNDICE A — Eficiência ciclo Brayton simples (CB)

A eficiência térmica do ciclo Brayton simples, pode ser calculada a partir das equações de trabalho do compressor, trabalho da turbina, calor adicionado, e calor rejeitado. Assumindo comportamento de gás ideal, tem-se:

$$\eta_b = \frac{(w_t - w_c)}{q_h} = \frac{w_{líquido}}{q_h} = \frac{(q_h - q_l)}{(q_h)} = 1 - \frac{q_l}{q_h} \quad (13)$$

$$q_l = c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (14)$$

$$q_h = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (15)$$

$$\eta_b = 1 - \frac{q_l}{q_h} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (16)$$

Assumindo as relações isentrópicas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (17)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} \quad (18)$$

Tem-se:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{k/(k-1)} \quad (19)$$

Logo:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (20)$$

Subtraindo 1 em cada lado da equação:

$$\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad (21)$$

Por fim, adotando $c = (T_2/T_1)$, tem-se:

$$\eta_b = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{c} \quad (22)$$

APÊNDICE B — Trabalho específico líquido ciclo Brayton simples

Sendo o trabalho específico líquido do ciclo a subtração entre o trabalho gerado na turbina e o trabalho gasto no acionamento do compressor, tem-se:

$$w_B = c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (23)$$

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = \frac{(T_3 - T_4)}{T_1} - \frac{(T_2 - T_1)}{T_1} \quad (24)$$

$$\frac{w_l}{c_p \cdot T_1} = \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_1} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (25)$$

Adotando $t = (T_3/T_1)$, $r = (P_2/P_1) = (P_3/P_4)$ e utilizando as relações isentrópicas, tem-se:

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = \left(t - \frac{T_4}{T_1} \right) - \left(r^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (26)$$

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = t \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_1 \cdot t} \right) - \left(r^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (27)$$

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = t \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - \left(r^{(k-1)/k} - 1\right) \quad (28)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_2}{T_1} \quad (29)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{(k-1)/k} = \frac{T_4}{T_3} \quad (30)$$

Logo tem-se para o trabalho líquido, adotando $c = (T_2/T_1)$:

$$\frac{w_B}{c_p \cdot T_1} = t \cdot \left(1 - \frac{1}{r^{(k-1)/k}}\right) - \left(r^{(k-1)/k} - 1\right) = t - \frac{t}{c} - c + 1 \quad (31)$$

APÊNDICE C — Eficiência Ciclo Brayton Regenerativo Convencional (CRC)

A eficiência térmica do ciclo Brayton regenerativo, pode ser calculada a partir das informações de trabalho do compressor, trabalho da turbina e calor adicionado assumindo comportamento de gás ideal, tem-se:

$$\eta_{CRC} = \frac{w_t - w_c}{q_h} \quad (32)$$

$$w_t = c_p \cdot (T_4 - T_5) \quad (33)$$

$$w_c = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (34)$$

Como $T_3=T_5$, temos para o calor adicionado:

$$q_h = c_p \cdot (T_4 - T_3) = c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (35)$$

Assumindo as relações isentrópicas e adotando $r = (P_2/P_1) = (P_4/P_5)$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = r^{(k-1)/k} \quad (36)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{(k-1)/k} = r^{(k-1)/k} \quad (37)$$

Tem-se:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_5} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{T_4}{T_5} \right)^{k/(k-1)} \quad (38)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_5} \cdot \frac{T_5}{T_1} = \frac{T_4}{T_2} \quad (39)$$

Logo:

$$\eta_{CRC} = \frac{c_p \cdot (T_4 - T_5) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_4 - T_5)} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_4 - T_5)} \quad (40)$$

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_4 - T_5)} = 1 - \frac{T_1 \cdot (T_2/T_1 - 1)}{T_1 \cdot (T_4/T_1 - T_5/T_1)} \quad (41)$$

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(T_2/T_1 - 1)}{(T_4/T_1 - T_5/T_1)} \quad (42)$$

Adotando $t = (T_4/T_1)$:

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(r^{k/(k-1)} - 1)}{(t - T_5/T_1)} \quad (43)$$

Sabendo que:

$$t = \frac{T_4}{T_1} \therefore T_1 = \frac{T_4}{t} \quad (44)$$

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_5}{(T_4/t)} = \frac{t}{r^{(k-1)/k}} \quad (45)$$

Logo:

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(r^{k/(k-1)} - 1)}{(t - T_5/T_1)} = 1 - \frac{(r^{k/(k-1)} - 1)}{(t - t/r^{k/(k-1)})} \quad (46)$$

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{(r^{k/(k-1)} - 1)}{(t - t/r^{k/(k-1)})} = 1 - \frac{r^{k/(k-1)} \cdot (1 - 1/r^{k/(k-1)})}{t \cdot (1 - 1/r^{k/(k-1)})} \quad (47)$$

Por fim, adotando $c = (T_2/T_1)$, tem-se:

$$\eta_{CRC} = 1 - \frac{r^{k/(k-1)}}{t} = 1 - \frac{c}{t} \quad (48)$$

APÊNDICE D — Eficiência ciclo regenerativo modificado (CRM)

A eficiência do ciclo regenerativo modificado pode ser calculada através das informações de trabalho específico do compressor, trabalho específico das turbinas de alta e baixa pressão e o calor adicionado ao ciclo.

$$w_c = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (49)$$

$$w_{ta} = w_c = q_h = c_p \cdot (T_4 - T_5) \quad (50)$$

$$q_h = c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (51)$$

$$w_{tb} = c_p \cdot (T_6 - T_7) \quad (52)$$

Assumindo as relações isentrópicas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (53)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{(k-1)/k} \quad (54)$$

$$\frac{T_6}{T_7} = \left(\frac{P_6}{P_7} \right)^{(k-1)/k} \quad (55)$$

Tem-se:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_5} \cdot \frac{P_6}{P_7} \quad (56)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_5} \cdot \frac{T_6}{T_7} = \frac{T_4}{T_5} \cdot \frac{T_2}{T_7} \therefore \frac{T_7}{T_1} = \frac{T_4}{T_5} \quad (57)$$

$$\eta_{CRM} = \frac{w_{tb}}{q_h} = \frac{c_p \cdot (T_6 - T_7)}{c_p \cdot (T_4 - T_3)} = \frac{(T_6 - T_7)}{(T_4 - T_3)} = \frac{(T_2 - T_7)}{(T_2 - T_1)} \quad (58)$$

$$\eta_{CRM} = \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_7}{T_1} \right)}{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \quad (59)$$

Sabendo que:

$$w_c = w_{ta} \quad (60)$$

$$c_p \cdot (T_2 - T_1) = c_p \cdot (T_4 - T_5) \quad (61)$$

$$(T_2 - T_1) = (T_4 - T_5) \quad (62)$$

$$T_5 = T_4 - T_2 + T_1 \quad (63)$$

$$\frac{T_7}{T_1} = \frac{T_4}{T_5} \cdot \frac{T_7}{T_1} = \frac{T_4}{T_4 - T_2 + T_1} \quad (64)$$

$$\frac{T_7}{T_1} = \frac{\left(\frac{T_4}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1\right)} \quad (65)$$

Adotando $c = (T_2/T_1)$ e $t = (T_4/T_1)$:

$$\frac{T_7}{T_1} = \frac{\left(\frac{T_4}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1\right)} = \frac{t}{t - c + 1} \quad (66)$$

Logo:

$$\eta_{CRM} = \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_7}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)} = \frac{\left(c - \frac{t}{t-c+1}\right)}{(c-1)} \quad (67)$$

$$\eta_{CRM} = \frac{\left(c - \frac{t}{t-c+1}\right)}{(c-1)} = \frac{(c-1) \cdot (t-c)}{(c-1) \cdot (t-c+1)} \quad (68)$$

$$\eta_{CRM} = \frac{(c-1) \cdot (t-c)}{(c-1) \cdot (t-c+1)} = \frac{(t-c)}{(t-c+1)} \quad (69)$$

Portanto:

$$\eta_{CRM} = \frac{(t-c)}{(t-c+1)} = 1 - \frac{1}{t-c+1} \quad (70)$$

APÊNDICE E — Trabalho específico Ciclo Regenerativo Modificado

Sendo o trabalho específico líquido do ciclo aquele gerado pela turbina de baixa pressão, tem-se:

$$w_{CRM} = \frac{w_{tb}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (71)$$

$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p} = (T_6 - T_7) \quad (72)$$

$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \frac{(T_6 - T_7)}{T_1} = \left(\frac{T_6}{T_1} - \frac{T_7}{T_1} \right) \quad (73)$$

Sabendo que $T_6=T_2$:

$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_7}{T_1} \right) \quad (74)$$

Adotando $c = (T_2/T_1)$, $t = (T_4/T_1)$ e sabendo que:

$$\frac{T_7}{T_1} = \frac{t}{t - c + 1} \quad (75)$$

Tem-se:

$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_7}{T_1} \right) = \left(c - \frac{t}{t - c + 1} \right) \quad (76)$$

Logo:

$$\frac{w_{CRM}}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1} = \left(c - \frac{t}{t - c + 1} \right) = \frac{(c - 1) \cdot (t - c)}{t - c + 1} \quad (77)$$

ANEXO A - Tabela de dados análise ideal

| <i>Coefficientes adimensionais</i> | | <i>Eficiência</i> | | | <i>Trabalho específico</i> | | <i>Relação de Trabalhos</i> | <i>Relação de eficiências</i> |
|------------------------------------|----------|-------------------|------------|------------|----------------------------|------------|-----------------------------|-------------------------------|
| <i>t</i> | <i>c</i> | <i>CB</i> | <i>CRC</i> | <i>CRM</i> | <i>CB=CRC</i> | <i>CRM</i> | <i>CRM/CB</i> | <i>CRM/CRC</i> |
| 3.5 | 1.2 | 0.16667 | 0.65714 | 0.69697 | 0.38333 | 0.13939 | 36 | 1.06 |
| 3.5 | 1.4 | 0.28571 | 0.60000 | 0.67742 | 0.60000 | 0.27097 | 45 | 1.13 |
| 3.5 | 1.6 | 0.37500 | 0.54286 | 0.65517 | 0.71250 | 0.39310 | 55 | 1.21 |
| 3.5 | 1.8 | 0.44444 | 0.48571 | 0.62963 | 0.75556 | 0.50370 | 67 | 1.30 |
| 3.5 | 1.9 | 0.46548 | 0.46548 | 0.61965 | 0.75834 | 0.53961 | 71 | 1.33 |
| 3.8 | 1.2 | - | 0.68421 | 0.72222 | 0.43333 | 0.14444 | 33 | 1.06 |
| 3.8 | 1.4 | - | 0.63158 | 0.70588 | 0.68571 | 0.28235 | 41 | 1.12 |
| 3.8 | 1.6 | - | 0.57895 | 0.68750 | 0.82500 | 0.41250 | 50 | 1.19 |
| 3.8 | 1.8 | - | 0.52632 | 0.66667 | 0.88889 | 0.53333 | 60 | 1.27 |
| 3.8 | 1.9 | - | 0.48701 | 0.64920 | 0.90128 | 0.61633 | 68 | 1.33 |
| 4.1 | 1.2 | - | 0.70732 | 0.74359 | 0.48333 | 0.14872 | 31 | 1.05 |
| 4.1 | 1.4 | - | 0.65854 | 0.72973 | 0.77143 | 0.29189 | 38 | 1.11 |
| 4.1 | 1.6 | - | 0.60976 | 0.71429 | 0.93750 | 0.42857 | 46 | 1.17 |
| 4.1 | 1.8 | - | 0.56098 | 0.69697 | 1.02222 | 0.55758 | 55 | 1.24 |
| 4.1 | 2.0 | - | 0.51220 | 0.67742 | 1.05000 | 0.67742 | 65 | 1.32 |
| 4.1 | 2.0 | - | 0.50614 | 0.67481 | 1.05031 | 0.69158 | 66 | 1.33 |
| 4.4 | 1.2 | - | 0.72727 | 0.76190 | 0.53333 | 0.15238 | 29 | 1.05 |
| 4.4 | 1.4 | - | 0.68182 | 0.75000 | 0.85714 | 0.30000 | 35 | 1.10 |
| 4.4 | 1.6 | - | 0.63636 | 0.73684 | 1.05000 | 0.44211 | 42 | 1.16 |
| 4.4 | 1.8 | - | 0.59091 | 0.72222 | 1.15556 | 0.57778 | 50 | 1.22 |
| 4.4 | 2.0 | - | 0.54545 | 0.70588 | 1.20000 | 0.70588 | 59 | 1.29 |
| 4.4 | 2.1 | - | 0.52327 | 0.69719 | 1.20476 | 0.76525 | 64 | 1.33 |
| 4.7 | 1.2 | - | 0.74468 | 0.77778 | 0.58333 | 0.15556 | 27 | 1.04 |
| 4.7 | 1.4 | - | 0.70213 | 0.76744 | 0.94286 | 0.30698 | 33 | 1.09 |
| 4.7 | 1.6 | - | 0.65957 | 0.75610 | 1.16250 | 0.45366 | 39 | 1.15 |
| 4.7 | 1.8 | - | 0.61702 | 0.74359 | 1.28889 | 0.59487 | 46 | 1.21 |
| 4.7 | 2.0 | - | 0.57447 | 0.72973 | 1.35000 | 0.72973 | 54 | 1.27 |
| 4.7 | 2.2 | - | 0.53873 | 0.71688 | 1.36410 | 0.83728 | 61 | 1.33 |
| 5 | 1.2 | - | 0.76000 | 0.79167 | 0.63333 | 0.15833 | 25 | 1.04 |
| 5 | 1.4 | - | 0.72000 | 0.78261 | 1.02857 | 0.31304 | 30 | 1.09 |
| 5 | 1.6 | - | 0.68000 | 0.77273 | 1.27500 | 0.46364 | 36 | 1.14 |
| 5 | 1.8 | - | 0.64000 | 0.76190 | 1.42222 | 0.60952 | 43 | 1.19 |
| 5 | 2.0 | - | 0.60000 | 0.75000 | 1.50000 | 0.75000 | 50 | 1.25 |
| 5 | 2.2 | - | 0.56000 | 0.73684 | 1.52727 | 0.88421 | 58 | 1.32 |
| 5 | 2.2 | - | 0.55279 | 0.73432 | 1.52786 | 0.90767 | 59 | 1.33 |

ANEXO B — Tabela de dados CRC Real

| CICLO REGENERATIVO CONVENCIONAL (CRC) | | | | | | | | |
|---------------------------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
| 1100 | 2 | 361 | 974 | 0.00636 | 72698 | 0.2392 | 1.22 | 72.70 |
| 1100 | 3 | 411 | 893 | 0.00773 | 115880 | 0.3137 | 1.37 | 115.88 |
| 1100 | 4 | 450 | 839 | 0.00859 | 137330 | 0.3345 | 1.49 | 137.33 |
| 1100 | 5 | 482 | 800 | 0.00920 | 148730 | 0.3383 | 1.58 | 148.73 |
| 1100 | 6 | 510 | 770 | 0.00966 | 154640 | 0.3350 | 1.67 | 154.64 |
| 1100 | 7 | 534 | 745 | 0.01002 | 157230 | 0.3283 | 1.74 | 157.23 |
| 1100 | 8 | 556 | 724 | 0.01032 | 157700 | 0.3198 | 1.81 | 157.70 |
| 1100 | 9 | 576 | 706 | 0.01057 | 156740 | 0.3104 | 1.87 | 156.74 |
| 1100 | 10 | 594 | 691 | 0.01078 | 154770 | 0.3005 | 1.93 | 154.77 |
| 1100 | 11 | 611 | 677 | 0.01096 | 152100 | 0.2904 | 1.98 | 152.10 |
| 1100 | 12 | 627 | 665 | 0.01112 | 148910 | 0.2802 | 2.03 | 148.91 |
| 1100 | 13 | 642 | 654 | 0.01126 | 145350 | 0.2701 | 2.08 | 145.35 |
| 1100 | | 656 | 644 | 0.01139 | 141510 | 0.2600 | 0.00 | 141.51 |
| 1100 | | 669 | 634 | 0.01150 | 137460 | 0.2501 | 0.00 | 137.46 |
| 1100 | | 681 | 626 | 0.01160 | 133270 | 0.2404 | 0.00 | 133.27 |
| 1100 | | 693 | 618 | 0.01169 | 128960 | 0.2307 | 0.00 | 128.96 |
| 1100 | | 705 | 611 | 0.01178 | 124580 | 0.2213 | 0.00 | 124.58 |
| 1100 | | 716 | 604 | 0.01185 | 120150 | 0.2120 | 0.00 | 120.15 |
| 1100 | | 726 | 598 | 0.01192 | 115670 | 0.2030 | 0.00 | 115.67 |
| 1200 | 2 | 361 | 1065 | 0.00721 | 86384 | 0.2505 | 1.22 | 86.38 |
| 1200 | 3 | 411 | 977 | 0.00874 | 138560 | 0.3318 | 1.37 | 138.56 |
| 1200 | 4 | 450 | 920 | 0.00970 | 166000 | 0.3581 | 1.49 | 166.00 |
| 1200 | 5 | 482 | 878 | 0.01038 | 181830 | 0.3665 | 1.58 | 181.83 |
| 1200 | 6 | 510 | 845 | 0.01089 | 191210 | 0.3672 | 1.67 | 191.21 |
| 1200 | 7 | 534 | 818 | 0.01130 | 196660 | 0.3640 | 1.74 | 196.66 |
| 1200 | 8 | 556 | 795 | 0.01164 | 199520 | 0.3586 | 1.81 | 199.52 |
| 1200 | 9 | 576 | 776 | 0.01192 | 200620 | 0.3521 | 1.87 | 200.62 |
| 1200 | 10 | 594 | 759 | 0.01216 | 200460 | 0.3449 | 1.93 | 200.46 |
| 1200 | 11 | 611 | 745 | 0.01237 | 199390 | 0.3373 | 1.98 | 199.39 |
| 1200 | 12 | 627 | 731 | 0.01255 | 197640 | 0.3295 | 2.03 | 197.64 |
| 1200 | 13 | 642 | 719 | 0.01271 | 195370 | 0.3216 | 2.08 | 195.37 |
| 1200 | 14 | 656 | 708 | 0.01286 | 192710 | 0.3136 | 2.13 | 192.71 |
| 1200 | 15 | 669 | 699 | 0.01299 | 189750 | 0.3057 | 2.17 | 189.75 |
| 1200 | 16 | 681 | 689 | 0.01310 | 186550 | 0.2978 | 2.21 | 186.55 |
| 1200 | | 693 | 681 | 0.01321 | 183170 | 0.2901 | 0.00 | 183.17 |
| 1200 | | 705 | 673 | 0.01331 | 179650 | 0.2824 | 0.00 | 179.65 |
| 1200 | | 716 | 666 | 0.01340 | 176020 | 0.2748 | 0.00 | 176.02 |
| 1200 | | 726 | 659 | 0.01348 | 172300 | 0.2674 | 0.00 | 172.30 |
| 1300 | | 361 | 1155 | 0.00809 | 100090 | 0.2588 | 0.00 | 100.09 |
| 1300 | 3 | 411 | 1062 | 0.00977 | 161310 | 0.3454 | 1.37 | 161.31 |
| 1300 | 4 | 450 | 1000 | 0.01083 | 194780 | 0.3762 | 1.49 | 194.78 |
| 1300 | 5 | 482 | 955 | 0.01159 | 215070 | 0.3883 | 1.58 | 215.07 |
| 1300 | 6 | 510 | 920 | 0.01216 | 227970 | 0.3922 | 1.67 | 227.97 |
| 1300 | 7 | 534 | 891 | 0.01262 | 236290 | 0.3918 | 1.74 | 236.29 |
| 1300 | 8 | 556 | 867 | 0.01299 | 241580 | 0.3890 | 1.81 | 241.58 |

| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
|-----------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| 1300 | 9 | 576 | 847 | 0.01331 | 244770 | 0.3849 | 1.87 | 244.77 |
| 1300 | 10 | 594 | 829 | 0.01357 | 246440 | 0.3798 | 1.93 | 246.44 |
| 1300 | 11 | 611 | 813 | 0.01381 | 246990 | 0.3742 | 1.98 | 246.99 |
| 1300 | 12 | 627 | 798 | 0.01401 | 246700 | 0.3683 | 2.03 | 246.70 |
| 1300 | 13 | 642 | 786 | 0.01420 | 245750 | 0.3622 | 2.08 | 245.75 |
| 1300 | 14 | 656 | 774 | 0.01436 | 244290 | 0.3559 | 2.13 | 244.29 |
| 1300 | 15 | 669 | 763 | 0.01451 | 242430 | 0.3496 | 2.17 | 242.43 |
| 1300 | 16 | 681 | 753 | 0.01464 | 240250 | 0.3433 | 2.21 | 240.25 |
| 1300 | 17 | 693 | 744 | 0.01476 | 237810 | 0.3370 | 2.25 | 237.81 |
| 1300 | 18 | 705 | 736 | 0.01487 | 235170 | 0.3308 | 2.28 | 235.17 |
| 1300 | 19 | 716 | 728 | 0.01498 | 232360 | 0.3246 | 2.32 | 232.36 |
| 1300 | | 726 | 720 | 0.01507 | 229420 | 0.3185 | 0.00 | 229.42 |
| 1400 | | 361 | 1246 | 0.00899 | 113830 | 0.2650 | 0.00 | 113.83 |
| 1400 | | 411 | 1146 | 0.01083 | 184130 | 0.3559 | 0.00 | 184.13 |
| 1400 | 4 | 450 | 1081 | 0.01199 | 223650 | 0.3902 | 1.49 | 223.65 |
| 1400 | 5 | 482 | 1033 | 0.01282 | 248440 | 0.4054 | 1.58 | 248.44 |
| 1400 | 6 | 510 | 996 | 0.01345 | 264880 | 0.4119 | 1.67 | 264.88 |
| 1400 | 7 | 534 | 965 | 0.01396 | 276110 | 0.4139 | 1.74 | 276.11 |
| 1400 | 8 | 556 | 939 | 0.01437 | 283860 | 0.4132 | 1.81 | 283.86 |
| 1400 | 9 | 576 | 917 | 0.01472 | 289160 | 0.4110 | 1.87 | 289.16 |
| 1400 | 10 | 594 | 898 | 0.01502 | 292680 | 0.4077 | 1.93 | 292.68 |
| 1400 | 11 | 611 | 881 | 0.01528 | 294880 | 0.4038 | 1.98 | 294.88 |
| 1400 | 12 | 627 | 866 | 0.01551 | 296060 | 0.3994 | 2.03 | 296.06 |
| 1400 | 13 | 642 | 852 | 0.01571 | 296450 | 0.3947 | 2.08 | 296.45 |
| 1400 | 14 | 656 | 840 | 0.01589 | 296210 | 0.3899 | 2.13 | 296.21 |
| 1400 | 15 | 669 | 828 | 0.01606 | 295470 | 0.3849 | 2.17 | 295.47 |
| 1400 | 16 | 681 | 818 | 0.01621 | 294320 | 0.3799 | 2.21 | 294.32 |
| 1400 | 17 | 693 | 808 | 0.01635 | 292840 | 0.3748 | 2.25 | 292.84 |
| 1400 | 18 | 705 | 799 | 0.01647 | 291100 | 0.3697 | 2.28 | 291.10 |
| 1400 | 19 | 716 | 790 | 0.01659 | 289130 | 0.3647 | 2.32 | 289.13 |
| 1400 | 20 | 726 | 783 | 0.01669 | 286970 | 0.3596 | 2.35 | 286.97 |
| 1500 | | 361 | 1337 | 0.00990 | 127610 | 0.2696 | 0.00 | 127.61 |
| 1500 | | 411 | 1231 | 0.01190 | 207010 | 0.3638 | 0.00 | 207.01 |
| 1500 | | 450 | 1162 | 0.01318 | 252630 | 0.4011 | 0.00 | 252.63 |
| 1500 | | 482 | 1111 | 0.01408 | 281930 | 0.4189 | 0.00 | 281.93 |
| 1500 | 6 | 510 | 1071 | 0.01477 | 301950 | 0.4276 | 1.67 | 301.95 |
| 1500 | 7 | 534 | 1039 | 0.01533 | 316110 | 0.4315 | 1.74 | 316.11 |
| 1500 | 8 | 556 | 1012 | 0.01578 | 326330 | 0.4326 | 1.81 | 326.33 |
| 1500 | 9 | 576 | 989 | 0.01616 | 333770 | 0.4320 | 1.87 | 333.77 |
| 1500 | 10 | 594 | 968 | 0.01649 | 339170 | 0.4302 | 1.93 | 339.17 |
| 1500 | 11 | 611 | 950 | 0.01678 | 343030 | 0.4277 | 1.98 | 343.03 |
| 1500 | 12 | 627 | 934 | 0.01703 | 345700 | 0.4246 | 2.03 | 345.70 |
| 1500 | 13 | 642 | 919 | 0.01726 | 347440 | 0.4212 | 2.08 | 347.44 |
| 1500 | 14 | 656 | 906 | 0.01746 | 348440 | 0.4175 | 2.13 | 348.44 |
| 1500 | 15 | 669 | 894 | 0.01764 | 348840 | 0.4137 | 2.17 | 348.84 |
| 1500 | 16 | 681 | 883 | 0.01781 | 348740 | 0.4097 | 2.21 | 348.74 |
| 1500 | 17 | 693 | 872 | 0.01796 | 348240 | 0.4056 | 2.25 | 348.24 |

| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
|-----------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| 1500 | 18 | 705 | 863 | 0.01810 | 347400 | 0.4015 | 2.28 | 347.40 |
| 1500 | 19 | 716 | 854 | 0.01823 | 346280 | 0.3974 | 2.32 | 346.28 |
| 1500 | 20 | 726 | 845 | 0.01835 | 344920 | 0.3933 | 2.35 | 344.92 |
| 1600 | | 361 | 1427 | 0.01084 | 141390 | 0.2729 | 0.00 | 141.39 |
| 1600 | | 411 | 1316 | 0.01300 | 229940 | 0.3699 | 0.00 | 229.94 |
| 1600 | | 450 | 1243 | 0.01438 | 281680 | 0.4097 | 0.00 | 281.68 |
| 1600 | | 482 | 1189 | 0.01537 | 315540 | 0.4296 | 0.00 | 315.54 |
| 1600 | | 510 | 1147 | 0.01612 | 339150 | 0.4401 | 0.00 | 339.15 |
| 1600 | | 534 | 1113 | 0.01672 | 356270 | 0.4457 | 0.00 | 356.27 |
| 1600 | 8 | 556 | 1085 | 0.01722 | 368990 | 0.4484 | 1.81 | 368.99 |
| 1600 | 9 | 576 | 1060 | 0.01764 | 378590 | 0.4491 | 1.87 | 378.59 |
| 1600 | 10 | 594 | 1038 | 0.01800 | 385880 | 0.4486 | 1.93 | 385.88 |
| 1600 | 11 | 611 | 1019 | 0.01831 | 391430 | 0.4473 | 1.98 | 391.43 |
| 1600 | 12 | 627 | 1002 | 0.01859 | 395610 | 0.4453 | 2.03 | 395.61 |
| 1600 | 13 | 642 | 987 | 0.01883 | 398730 | 0.4429 | 2.08 | 398.73 |
| 1600 | 14 | 656 | 973 | 0.01906 | 400970 | 0.4402 | 2.13 | 400.97 |
| 1600 | 15 | 669 | 960 | 0.01926 | 402520 | 0.4373 | 2.17 | 402.52 |
| 1600 | 16 | 681 | 948 | 0.01944 | 403490 | 0.4342 | 2.21 | 403.49 |
| 1600 | 17 | 693 | 937 | 0.01961 | 403970 | 0.4310 | 2.25 | 403.97 |
| 1600 | 18 | 705 | 927 | 0.01976 | 404060 | 0.4277 | 2.28 | 404.06 |
| 1600 | 19 | 716 | 917 | 0.01991 | 403800 | 0.4244 | 2.32 | 403.80 |
| 1600 | 20 | 726 | 908 | 0.02004 | 403250 | 0.4210 | 2.35 | 403.25 |

ANEXO C — TABELA DE DADOS CRM REAL

| CICLO REGENERATIVO MODIFICADO (CRM) | | | | | | | | |
|-------------------------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
| 1100 | 2 | 361 | 1036 | 0.00510 | 36488 | 0.1495 | 1.22 | 36.49 |
| 1100 | 3 | 411 | 993 | 0.00573 | 64045 | 0.2337 | 1.37 | 64.05 |
| 1100 | 4 | 450 | 958 | 0.00623 | 81958 | 0.2753 | 1.49 | 81.96 |
| 1100 | 5 | 482 | 930 | 0.00664 | 94713 | 0.2983 | 1.58 | 94.71 |
| 1100 | 6 | 510 | 905 | 0.00700 | 104240 | 0.3115 | 1.67 | 104.24 |
| 1100 | 7 | 534 | 883 | 0.00732 | 111540 | 0.3188 | 1.74 | 111.54 |
| 1100 | 8 | 556 | 863 | 0.00761 | 117210 | 0.3223 | 1.81 | 117.21 |
| 1100 | 9 | 576 | 844 | 0.00787 | 121620 | 0.3232 | 1.87 | 121.62 |
| 1100 | 10 | 594 | 827 | 0.00812 | 125020 | 0.3223 | 1.93 | 125.02 |
| 1100 | 11 | 611 | 811 | 0.00834 | 127600 | 0.3199 | 1.98 | 127.60 |
| 1100 | 12 | 627 | 797 | 0.00856 | 129480 | 0.3165 | 2.03 | 129.48 |
| 1100 | 13 | 642 | 783 | 0.00876 | 130760 | 0.3123 | 2.08 | 130.76 |
| 1100 | 14 | 656 | 769 | 0.00895 | 131520 | 0.3074 | 2.13 | 131.52 |
| 1100 | 15 | 669 | 757 | 0.00913 | 131820 | 0.3020 | 2.17 | 131.82 |
| 1100 | 16 | 681 | 745 | 0.00931 | 131700 | 0.2961 | 2.21 | 131.70 |
| 1100 | 17 | 693 | 733 | 0.00947 | 131210 | 0.2898 | 2.25 | 131.21 |
| 1100 | 18 | 705 | 722 | 0.00963 | 130370 | 0.2832 | 2.28 | 130.37 |
| 1100 | | 716 | 712 | 0.00978 | 129210 | 0.2763 | 0.00 | 129.21 |
| 1100 | | 726 | 701 | 0.00993 | 127750 | 0.2691 | 0.00 | 127.75 |
| 1200 | | 361 | 1137 | 0.00572 | 41472 | 0.1518 | 0.00 | 41.47 |
| 1200 | 3 | 411 | 1094 | 0.00635 | 72595 | 0.2393 | 1.37 | 72.60 |
| 1200 | 4 | 450 | 1061 | 0.00684 | 93228 | 0.2852 | 1.49 | 93.23 |
| 1200 | 5 | 482 | 1033 | 0.00725 | 108280 | 0.3125 | 1.58 | 108.28 |
| 1200 | 6 | 510 | 1008 | 0.00761 | 119860 | 0.3296 | 1.67 | 119.86 |
| 1200 | 7 | 534 | 986 | 0.00792 | 129070 | 0.3408 | 1.74 | 129.07 |
| 1200 | 8 | 556 | 967 | 0.00821 | 136540 | 0.3479 | 1.81 | 136.54 |
| 1200 | 9 | 576 | 949 | 0.00847 | 142700 | 0.3523 | 1.87 | 142.70 |
| 1200 | 10 | 594 | 932 | 0.00872 | 147800 | 0.3548 | 1.93 | 147.80 |
| 1200 | 11 | 611 | 917 | 0.00894 | 152050 | 0.3557 | 1.98 | 152.05 |
| 1200 | 12 | 627 | 902 | 0.00915 | 155590 | 0.3556 | 2.03 | 155.59 |
| 1200 | 13 | 642 | 889 | 0.00935 | 158530 | 0.3545 | 2.08 | 158.53 |
| 1200 | 14 | 656 | 876 | 0.00954 | 160950 | 0.3528 | 2.13 | 160.95 |
| 1200 | 15 | 669 | 864 | 0.00972 | 162910 | 0.3505 | 2.17 | 162.91 |
| 1200 | 16 | 681 | 852 | 0.00990 | 164480 | 0.3477 | 2.21 | 164.48 |
| 1200 | 17 | 693 | 841 | 0.01006 | 165680 | 0.3445 | 2.25 | 165.68 |
| 1200 | 18 | 705 | 830 | 0.01022 | 166560 | 0.3410 | 2.28 | 166.56 |
| 1200 | 19 | 716 | 820 | 0.01037 | 167150 | 0.3372 | 2.32 | 167.15 |
| 1200 | 20 | 726 | 810 | 0.01052 | 167460 | 0.3331 | 2.35 | 167.46 |
| 1300 | | 361 | 1238 | 0.00635 | 46283 | 0.1525 | 0.00 | 46.28 |
| 1300 | | 411 | 1196 | 0.00697 | 80774 | 0.2423 | 0.00 | 80.77 |
| 1300 | | 450 | 1163 | 0.00747 | 103900 | 0.2911 | 0.00 | 103.90 |
| 1300 | | 482 | 1135 | 0.00788 | 121010 | 0.3214 | 0.00 | 121.01 |
| 1300 | | 510 | 1111 | 0.00823 | 134390 | 0.3415 | 0.00 | 134.39 |
| 1300 | 7 | 534 | 1090 | 0.00855 | 145220 | 0.3553 | 1.74 | 145.22 |
| 1300 | 8 | 556 | 1071 | 0.00884 | 154210 | 0.3651 | 1.81 | 154.21 |

| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
|-----------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| 1300 | 9 | 576 | 1053 | 0.00910 | 161790 | 0.3721 | 1.87 | 161.79 |
| 1300 | 10 | 594 | 1037 | 0.00934 | 168270 | 0.3770 | 1.93 | 168.27 |
| 1300 | 11 | 611 | 1022 | 0.00956 | 173850 | 0.3803 | 1.98 | 173.85 |
| 1300 | 12 | 627 | 1008 | 0.00977 | 178700 | 0.3825 | 2.03 | 178.70 |
| 1300 | 13 | 642 | 994 | 0.00997 | 182910 | 0.3837 | 2.08 | 182.91 |
| 1300 | 14 | 656 | 981 | 0.01016 | 186600 | 0.3842 | 2.13 | 186.60 |
| 1300 | 15 | 669 | 969 | 0.01034 | 189820 | 0.3840 | 2.17 | 189.82 |
| 1300 | 16 | 681 | 958 | 0.01051 | 192630 | 0.3834 | 2.21 | 192.63 |
| 1300 | 17 | 693 | 947 | 0.01068 | 195080 | 0.3823 | 2.25 | 195.08 |
| 1300 | 18 | 705 | 936 | 0.01083 | 197210 | 0.3809 | 2.28 | 197.21 |
| 1300 | 19 | 716 | 926 | 0.01098 | 199050 | 0.3792 | 2.32 | 199.05 |
| 1300 | 20 | 726 | 917 | 0.01113 | 200630 | 0.3771 | 2.35 | 200.63 |
| 1400 | | 361 | 1339 | 0.00699 | 50976 | 0.1525 | 0.00 | 50.98 |
| 1400 | | 411 | 1297 | 0.00762 | 88697 | 0.2435 | 0.00 | 88.70 |
| 1400 | | 450 | 1265 | 0.00811 | 114170 | 0.2944 | 0.00 | 114.17 |
| 1400 | | 482 | 1237 | 0.00852 | 133160 | 0.3268 | 0.00 | 133.16 |
| 1400 | | 510 | 1214 | 0.00888 | 148160 | 0.3491 | 0.00 | 148.16 |
| 1400 | | 534 | 1193 | 0.00920 | 160430 | 0.3650 | 0.00 | 160.43 |
| 1400 | | 556 | 1174 | 0.00948 | 170740 | 0.3768 | 0.00 | 170.74 |
| 1400 | | 576 | 1157 | 0.00974 | 179550 | 0.3856 | 0.00 | 179.55 |
| 1400 | | 594 | 1141 | 0.00998 | 187190 | 0.3923 | 0.00 | 187.19 |
| 1400 | | 611 | 1126 | 0.01021 | 193890 | 0.3974 | 0.00 | 193.89 |
| 1400 | | 627 | 1112 | 0.01042 | 199800 | 0.4013 | 0.00 | 199.80 |
| 1400 | 13 | 642 | 1099 | 0.01062 | 205060 | 0.4041 | 2.08 | 205.06 |
| 1400 | 14 | 656 | 1086 | 0.01080 | 209760 | 0.4062 | 2.13 | 209.76 |
| 1400 | 15 | 669 | 1075 | 0.01098 | 213980 | 0.4077 | 2.17 | 213.98 |
| 1400 | 16 | 681 | 1063 | 0.01115 | 217780 | 0.4086 | 2.21 | 217.78 |
| 1400 | 17 | 693 | 1053 | 0.01131 | 221200 | 0.4090 | 2.25 | 221.20 |
| 1400 | 18 | 705 | 1042 | 0.01147 | 224300 | 0.4091 | 2.28 | 224.30 |
| 1400 | 19 | 716 | 1032 | 0.01162 | 227090 | 0.4088 | 2.32 | 227.09 |
| 1400 | 20 | 726 | 1023 | 0.01177 | 229620 | 0.4083 | 2.35 | 229.62 |
| 1500 | | 361 | 1440 | 0.00766 | 55588 | 0.1519 | 0.00 | 55.59 |
| 1500 | | 411 | 1399 | 0.00829 | 96444 | 0.2435 | 0.00 | 96.44 |
| 1500 | | 450 | 1366 | 0.00878 | 124150 | 0.2959 | 0.00 | 124.15 |
| 1500 | | 482 | 1339 | 0.00919 | 144920 | 0.3300 | 0.00 | 144.92 |
| 1500 | | 510 | 1316 | 0.00954 | 161410 | 0.3538 | 0.00 | 161.41 |
| 1500 | | 534 | 1295 | 0.00986 | 175000 | 0.3713 | 0.00 | 175.00 |
| 1500 | | 556 | 1277 | 0.01014 | 186480 | 0.3846 | 0.00 | 186.48 |
| 1500 | | 576 | 1260 | 0.01040 | 196390 | 0.3949 | 0.00 | 196.39 |
| 1500 | | 594 | 1244 | 0.01065 | 205050 | 0.4030 | 0.00 | 205.05 |
| 1500 | | 611 | 1229 | 0.01087 | 212700 | 0.4094 | 0.00 | 212.70 |
| 1500 | | 627 | 1216 | 0.01108 | 219540 | 0.4146 | 0.00 | 219.54 |
| 1500 | | 642 | 1203 | 0.01128 | 225680 | 0.4187 | 0.00 | 225.68 |
| 1500 | 14 | 656 | 1191 | 0.01146 | 231230 | 0.4220 | 2.13 | 231.23 |
| 1500 | 15 | 669 | 1179 | 0.01164 | 236280 | 0.4246 | 2.17 | 236.28 |
| 1500 | 16 | 681 | 1168 | 0.01181 | 240890 | 0.4267 | 2.21 | 240.89 |
| 1500 | 17 | 693 | 1157 | 0.01197 | 245110 | 0.4282 | 2.25 | 245.11 |

| T entrada turbina (K) | Razão de pressão | T2 (K) | T5 (K) | Vazão de combustível (kg/s) | w (J/kg) | Eficiência | c=T2/T1 | w (Kj/kg) |
|-----------------------|------------------|--------|--------|-----------------------------|----------|------------|---------|-----------|
| 1500 | 18 | 705 | 1147 | 0.01213 | 248980 | 0.4294 | 2.28 | 248.98 |
| 1500 | 19 | 716 | 1138 | 0.01228 | 252550 | 0.4303 | 2.32 | 252.55 |
| 1500 | 20 | 726 | 1128 | 0.01242 | 255840 | 0.4308 | 2.35 | 255.84 |
| 1600 | | 361 | 1540 | 0.00834 | 60147 | 0.1509 | 0.00 | 60.15 |
| 1600 | | 411 | 1500 | 0.00897 | 104070 | 0.2428 | 0.00 | 104.07 |
| 1600 | | 450 | 1468 | 0.00946 | 133940 | 0.2963 | 0.00 | 133.94 |
| 1600 | | 482 | 1441 | 0.00987 | 156390 | 0.3315 | 0.00 | 156.39 |
| 1600 | | 510 | 1418 | 0.01023 | 174290 | 0.3566 | 0.00 | 174.29 |
| 1600 | | 534 | 1398 | 0.01054 | 189100 | 0.3753 | 0.00 | 189.10 |
| 1600 | | 556 | 1379 | 0.01083 | 201680 | 0.3898 | 0.00 | 201.68 |
| 1600 | | 576 | 1363 | 0.01109 | 212580 | 0.4012 | 0.00 | 212.58 |
| 1600 | | 594 | 1347 | 0.01133 | 222150 | 0.4103 | 0.00 | 222.15 |
| 1600 | | 611 | 1333 | 0.01155 | 230670 | 0.4178 | 0.00 | 230.67 |
| 1600 | | 627 | 1319 | 0.01176 | 238310 | 0.4239 | 0.00 | 238.31 |
| 1600 | | 642 | 1306 | 0.01196 | 245230 | 0.4291 | 0.00 | 245.23 |
| 1600 | | 656 | 1294 | 0.01215 | 251530 | 0.4333 | 0.00 | 251.53 |
| 1600 | 15 | 669 | 1283 | 0.01232 | 257290 | 0.4368 | 2.17 | 257.29 |
| 1600 | 16 | 681 | 1272 | 0.01249 | 262590 | 0.4398 | 2.21 | 262.59 |
| 1600 | 17 | 693 | 1262 | 0.01265 | 267490 | 0.4422 | 2.25 | 267.49 |
| 1600 | 18 | 705 | 1252 | 0.01281 | 272020 | 0.4443 | 2.28 | 272.02 |
| 1600 | 19 | 716 | 1242 | 0.01296 | 276240 | 0.4460 | 2.32 | 276.24 |
| 1600 | 20 | 726 | 1233 | 0.01310 | 280160 | 0.4473 | 2.35 | 280.16 |

ANEXO D- TERMO DE DECLARAÇÃO DE AUTENTICIDADE DE AUTORIA



UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA

Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 16 de novembro de 2020.

Felipe Medeiros Moranda Martins

NOME LEGÍVEL DO ALUNO (A)

Assinatura manuscrita do aluno Felipe Medeiros Moranda Martins.

ASSINATURA

201465237M

Matrícula

10161557600

CPF

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena - detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.