

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

VINÍCIUS DOS SANTOS BEGUINI

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS OPERANDO EM CICLO
GEMINADO

Juiz de Fora

2017

VINÍCIUS DOS SANTOS BEGUINI

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS OPERANDO EM CICLO
GEMINADO**

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

2017

Beguini, Vinícius dos Santos.

Avaliação do Desempenho de Turbinas a Gás operando em Ciclo Geminado / Vinícius dos Santos Beguini. -- 2017.

76 f.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2017.

1. Turbinas a Gás. 2. Ciclo Geminado. 3. Geração de Energia. I. Alves, Marco Aurélio da Cunha, orient. II. Título.

VINÍCIUS DOS SANTOS BEGUINI

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS OPERANDO EM CICLO
GEMINADO**

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 23 de junho de 2017

BANCA EXAMINADORA

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

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Júlio César Costa Campos
Universidade Federal de Viçosa

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus, por estar sempre me iluminando e me acompanhando em minha caminhada. Aos meus pais, Flávio e Eliane, por nunca terem medido esforços para investir na minha educação e por sempre terem me incentivado a buscar melhorar a cada dia, mantendo o foco nos meus objetivos. Agradeço também a todos os meus familiares que de alguma forma me apoiaram durante todos esses anos para chegar até aqui.

Aos meus amigos e colegas de curso, principalmente àqueles do 1º/2011, por todo o apoio e troca de conhecimentos durante essa jornada, que contribuiu muito para que pudéssemos enfrentar todos os desafios que tivemos durante o curso, além dos momentos de descontração compartilhados. Agradeço também aos meus amigos de infância e àqueles que fiz no Colégio Santa Catarina, pela amizade forte e duradoura, sempre importante em todos os momentos. E também aos amigos que fiz em meu intercâmbio nos EUA, que formaram minha família durante esse período.

Ao meu orientador, Professor Marco Alves, pela disponibilidade em sempre estar ajudando e contribuindo para o meu crescimento durante o curso e por todo o direcionamento durante a realização desse trabalho. Agradeço também a todos os professores que tive durante o curso e que colaboraram na minha formação.

À todos os amigos que fiz durante pouco mais de um ano de estágio na MRS Logística, que contribuíram muito para o meu crescimento pessoal e profissional.

Finalmente, agradeço à todos aqueles que de alguma forma contribuíram para a realização desse trabalho e para que eu chegasse à conclusão do curso de Engenharia Mecânica. À todos vocês o meu muito obrigado !

RESUMO

As turbinas a gás industriais operando em ciclo simples apresentam baixa eficiência, pois liberam grande parte da sua energia na atmosfera. Os gases dessa exaustão são capazes de alimentar outra turbina a gás, formando uma configuração de Ciclo Geminado. O objetivo desse estudo foi avaliar as vantagens e desvantagens da utilização do Ciclo Geminado, sob o ponto de vista termodinâmico, econômico e construtivo, bem como investigar em quais aplicações os Ciclos Geminados teriam maior possibilidade de sucesso. Para essa análise, foi feito o estudo do caso ideal do Ciclo Geminado, bem como o estudo do caso real com o auxílio do *software* DESTUR. Posteriormente, o Ciclo Geminado foi comparado ao Ciclo Combinado (Brayton-Rankine), Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo com CO₂ supercrítico, considerados potenciais concorrentes. Avaliando a aplicação do Ciclo Geminado à turbina a gás GE-LM6000, encontramos um ganho de mais de 12% na potência gerada e um aumento de 5,3% na eficiência. Além disso, esse ciclo se diferencia de seus principais concorrentes por ser uma tecnologia prontamente acessível. Pode ser utilizado na geração de energia nas indústrias, principalmente nas petroquímicas em suas plataformas *offshore*, por ser um equipamento compacto e apresentar bom rendimento.

Palavras chave: Turbinas a Gás. Ciclo Geminado. Geração de energia

ABSTRACT

The industrial gas turbines operating by simple cycle have low efficiency because release a big amount of its energy to the atmosphere. The exhaustion gases can feed another gas turbine in an Air Bottoming Cycle configuration. The purpose of this study was to evaluate the advantages and disadvantages of using Air Bottoming Cycle from the thermodynamic, economic and constructive ways, as well to investigate the applications where this cycle would have better chance to succeed. For this analysis, it was done an ideal case study of the air bottoming cycle, as well the real case study with the *software* DESTUR. Then, the air bottoming cycle was compared to the Combined Cycle (Brayton-Rankine), Organic Rankine Cycle and Supercritical CO₂ cycle, considered potential competitors. Evaluating the application of the air bottoming cycle to the gas turbine GE-LM6000, it was found a gain of more than 12% in the power generated and an increase of 5,3% in the efficiency. In addition, this cycle differs from its main competitors because it's a readily accessible technology. It can be used in the power generation in industries, especially in petrochemical industries and its offshore platforms for being a compact equipment and for having good performance.

Keywords: Gas Turbine, Air bottoming cycle, Power generation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Turbina a gás aeroderivativa General Electric-LM2500 (21-34MW)	19
Figura 2: Turbina a gás industrial Siemens SGT-750 (40 MW)	20
Figura 3: Esquema de turbina a gás.....	24
Figura 4: Diagrama T-s do Ciclo Brayton com irreversibilidades	24
Figura 5: Composição básica do conjunto de uma turbina a vapor.....	25
Figura 6: Diagrama T-s da operação das turbinas a vapor com irreversibilidades.....	25
Figura 7: Diagrama T-s do Ciclo Brayton.....	27
Figura 8: Diagrama esquemático do ciclo Brayton com turbina a gás em ciclo aberto (esquerda) e ciclo fechado (direita)	27
Figura 9: Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal.....	28
Figura 10: Diagrama esquemático do ciclo combinado (Brayton-Rankine).....	30
Figura 11: Esquema de uma planta de geração de energia por ciclo combinado	30
Figura 12: Valores típicos de eficiência para diferentes sistemas de potência.....	31
Figura 13: Faixa de potências e eficiências de máquinas de combustão externa	32
Figura 14: Diagrama T-s de ciclo Rankine supercrítico ideal com reaquecimento.....	35
Figura 15: Comparação dimensional entre uma turbina que opera por CO ₂ supercrítico e uma turbina a vapor (ambas com 10 MW de capacidade)	35
Figura 16: Aquecimento no trocador de calor para o vapor (esquerda) e para o CO ₂ supercrítico (direita)	36
Figura 17: Comparação da potência gerada em função da temperatura ambiente para diferentes sistemas.....	37
Figura 18: Custo por quilowatt para sistemas utilizando vapor e CO ₂ supercrítico (em \$/kW)	37
Figura 19: Trabalho no compressor e na turbina.....	38
Figura 20: Ciclo Brayton simples com CO ₂ supercrítico.....	39
Figura 21: Diagrama esquemático simplificado do ciclo	41
Figura 22: Comparação entre eficiência e trabalho específico para diferentes razões de pressões.....	43
Figura 23: Diagrama T-s do Ciclo Geminado Ideal	44
Figura 24: Motor de aviação General Electric - CF6-80C2	46
Figura 25: Turbina a gás GE-LM 6000	48
Figura 26: Módulos da Turbina a gás GE-LM6000 no DESTUR.....	50

Figura 27: Módulos da LM 6000 no DESTUR operando em Ciclo Geminado	51
Figura 28: Módulos da LM 6000 no DESTUR operando em Ciclo Geminado com dois estágios de geminação	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características dos compressores	21
Tabela 2: Algumas propriedades de substâncias no ponto crítico.....	34
Tabela 3: Especificações técnicas de diferentes modelos da LM 6000.....	47
Tabela 4: Dados fornecidos pela UTE JF da GE-LM 6000 operando em ciclo simples.....	49
Tabela 5: Dados de operação do Ciclo Geminado gerados pelo DESTUR.....	60
Tabela 6: Dados de operação da turbina a gás GE-LM 6000 operando com dois estágios de geminção.....	63
Tabela 7: Resultados para o Ciclo Geminado Ideal	65

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

a	Fator de razão de pressões do ciclo inferior
ABC	Air Bottoming Cycle
b	Fator de razão de pressões do ciclo superior
bwr	Razão de trabalho reverso (<i>back work ratio</i>)
c	Constante
CO ₂	Dióxido de carbono
COMP	Compressor
C _p	Calor específico à pressão constante
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ϵ	Efetividade do trocador de calor
GE	General Electric
h _i	Entalpia no ponto i (i=1, 2, 3...)
k	Coefficiente de expansão adiabática
máx	Máximo
\dot{m}_{comb}	Fluxo de combustível
$\eta_{\text{ciclo_comb}}$	Eficiência do ciclo combinado
η	Eficiência térmica
NO _x	Óxidos de nitrogênio
p	Pressão
PCI _{comb}	Poder calorífico inferior do combustível
P _i	Pressão no ponto i (i=1, 2, 3...)
q _{entra}	Calor específico de entrada no ciclo
\dot{Q}_{entra}	Calor de entrada no ciclo
q _H	Calor específico proveniente da fonte quente
q _L	Calor específico rejeitado à fonte fria
q _{sai}	Calor específico de saída do ciclo
\dot{Q}_{sai}	Calor rejeitado no ciclo
r _{inf}	Razão de pressões do ciclo inferior
s	Entropia
sCO ₂	CO ₂ supercrítico
t	Coefficiente de temperaturas

T_i	Temperatura na ponto i ($i=1, 2, 3\dots$)
T_{entra}	Temperatura de entrada
T-s	Temperatura-entropia
T_{sai}	Temperatura de saída
TURB	Turbina
UTE JF	Usina Termelétrica de Juiz de Fora
W	Trabalho
w_{c_inf}	Trabalho específico no compressor do ciclo inferior
w_{c_sup}	Trabalho específico no compressor do ciclo superior
\dot{W}_{comp}	Potência no compressor
$\dot{W}_{gás}$	Potência gerada na turbina a gás
$w_{líq_inf}$	Potência líquida específica gerada no ciclo inferior
$w_{líq_sup}$	Potência líquida específica gerada no ciclo superior
\dot{W}_p	Potência na bomba
w_{t_inf}	Potência específica gerada na turbina do ciclo inferior
w_{t_sup}	Potência específica gerada na turbina do ciclo superior
$\dot{W}_{turbina}$	Potência gerada na turbina
\dot{W}_{vap}	Potência gerada na turbina a vapor

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Objetivos.....	16
1.1.1. Objetivo geral	16
1.1.2. Objetivos específicos.....	16
1.2. Escopo do Trabalho	16
2. REVISÃO TEÓRICA	17
2.1. Turbinas a Gás	17
2.1.1. Turbinas a gás aeroderivativas	18
2.1.2. Turbinas a gás industriais	19
2.1.3. Principais componentes das Turbinas a Gás	20
2.1.3.1. Compressor	20
2.1.3.2. Câmara de combustão.....	21
2.1.3.3. Turbina	23
2.1.4. Princípio de operação	23
2.2. Turbinas a Vapor	24
2.3. Ciclos de Potência	26
2.3.1. Ciclo Brayton.....	26
2.3.2. Ciclo Rankine	28
2.3.3. Ciclo Combinado (Brayton-Rankine).....	29
2.3.4. Ciclo Rankine Orgânico	32
2.3.5. Ciclo com CO ₂ supercrítico	34
2.3.6. Ciclo Geminado.....	40
2.3.6.1. Cenário da invenção	40
2.3.6.2. Propósito e síntese da invenção	41
3. METODOLOGIA.....	42
3.1. Estudo do Ciclo Brayton	42
3.2. Estudo do Ciclo Geminado Ideal.....	43
3.3. Caracterização do objeto de estudo: Turbina a Gás - General Electric / LM6000.....	45
3.3.1. GE-LM6000 operando em Ciclo Simples	49
3.4. <i>Software</i> DESTUR	49
3.5. Ciclo Geminado.....	51

3.5.1. Ciclo Geminado: 2º estágio de geminação	52
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
4.1. Ciclo Geminado Ideal	53
4.2. Estudo de caso: Turbina a gás GE-LM6000.....	56
4.2.1. Ciclo Simples.....	56
4.2.2. Ciclo Geminado.....	57
4.2.3. Ciclo Geminado: 2º estágio de geminação	63
4.2.4. Ciclo Geminado Ideal aplicado ao caso da GE-LM6000.....	65
5. CONCLUSÕES.....	66
5.1. Sugestões de trabalhos futuros	67
REFERÊNCIAS	69
APÊNDICE A - Rendimento do Ciclo padrão Brayton.....	72
APÊNDICE B - Eficiência do Ciclo Geminado	73
APÊNDICE C - Trabalho específico do Ciclo Geminado.....	77
ANEXO A – Termo de Autenticidade	78

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, com o constante crescimento da demanda energética mundial, um dos maiores desafios enfrentados na engenharia é a busca por formas mais eficientes e sustentáveis de geração de energia. Nesse cenário, as turbinas a gás surgem como uma excelente alternativa por se tratarem de equipamentos relativamente compactos, de baixo peso, que podem operar com uma gama de diferentes combustíveis e geram grande quantidade de energia. Além disso, são máquinas de altíssima confiabilidade e desempenho. São extremamente importantes para a produção de energia em termelétricas, e tem ganhado cada vez mais espaço com o avanço na tecnologia dos materiais, que permite que as turbinas atinjam maiores temperaturas e, conseqüentemente, apresentem um melhor rendimento. Some-se a isso o desenvolvimento de compressores mais eficientes nas últimas décadas, que também contribuiu para o avanço das turbinas a gás.

Segundo o Anuário Estatístico de Energia Elétrica de 2016 da EPE (Empresa de Pesquisa Energética) associada ao Ministério de Minas e Energia, cerca de 28,1% da geração de energia elétrica no Brasil em 2015 foi proveniente de termelétricas, ficando atrás apenas das usinas hidrelétricas, com 61,3%. Portanto, torna-se interessante o estudo das turbinas a gás, presentes em grande escala nas usinas termelétricas, visando melhores rendimentos e aumento da capacidade de geração de energia. De acordo com o site *International Forecast*, o mercado de turbinas a gás para geração de energia está em um período de grande crescimento que deve continuar na próxima década. Projeta-se que serão produzidas 18.800 turbinas a gás para geração de energia no período de 2014 a 2028 (ALIBRANDI, 2014). Além disso, essas turbinas constituem-se como fortes candidatos para substituição dos motores Diesel devido aos baixos índices de poluição, vibração e ruídos gerados.

No entanto, as turbinas a gás operando em ciclo simples apresentam baixas eficiências, da ordem de 40%. Portanto, para melhorar sua eficiência, esses equipamentos são empregados em sistemas combinados de potência, onde os gases da exaustão das turbinas a gás são reutilizados em sistemas de regeneração, cogeração ou nos chamados ciclos combinados. No caso da geração de energia elétrica de grande potência, como nas termelétricas, são consideradas a geração de base e geração de pico. Na geração de base, onde o rendimento é de fundamental importância, os ciclos combinados são a melhor opção. Entretanto, o ciclo combinado requer um grande aparato para operação e possui um alto custo de instalação, além de ser mais poluente e necessitar de uma grande área para implantação. Dessa forma, inviabiliza-se a utilização dessa configuração para faixas de potências menores e

para determinadas aplicações, como na utilização em plataformas de petróleo, por exemplo. Nesse cenário, torna-se interessante o estudo e avaliação de outras alternativas de ciclos que realizem o aproveitamento da energia contida na exaustão das turbinas a gás. Diante disso, nesse estudo apresentaremos uma análise do Ciclo Geminado e uma comparação com seus principais concorrentes.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

- Estudar o Ciclo Geminado, avaliando sua capacidade na geração de energia e sua eficiência térmica e identificar possíveis aplicações para essa configuração.

1.1.2. Objetivos específicos

- Realizar simulações de ciclo simples e ciclo geminado com a Turbina a Gás GE-LM 6000 no *software* DESTUR para avaliar quantitativamente e comparar os resultados alcançados nesses ciclos;
- Comparar o Ciclo Geminado com o Ciclo Combinado, o Ciclo Rankine Orgânico e o Ciclo com CO₂ supercrítico;
- Estudar e apresentar os casos onde o Ciclo Geminado melhor se aplica.

1.2. Escopo do Trabalho

No capítulo 1, com o objetivo de contextualizar o leitor ao tema do trabalho, é apresentada uma introdução de forma geral sobre o assunto. Em seguida, são expostas as motivações para o estudo e os objetivos finais do trabalho.

No capítulo 2, será feita uma revisão bibliográfica com a base teórica que fundamenta o trabalho. Nesse capítulo, é feita uma abordagem geral sobre as turbinas a gás, seu princípio de operação e seu desempenho em ciclo simples e nos sistemas combinados de potência. São apresentados os ciclos de potência empregados nesses sistemas e também a patente do Ciclo Geminado, que serviu de base para o estudo presente nesse trabalho.

No capítulo 3 é apresentada toda a metodologia do estudo: análises teóricas de turbinas a gás operando em ciclo simples e em ciclo geminado, simulações em *software* dessas configurações

No capítulo 4 são exibidos os resultados obtidos para cada caso avaliado com as devidas análises comparativas.

No capítulo 5 são descritas as principais conclusões encontradas no trabalho para sintetizar o estudo e garantir o perfeito entendimento sobre os resultados. Além disso, propostas de realização de estudos futuros relacionados ao tema também estão presentes nesse capítulo.

2. REVISÃO TEÓRICA

2.1. Turbinas a Gás

Moran *et al.* (2011) define uma turbina como um dispositivo no qual potência é desenvolvida como resultado de um gás ou líquido passando através de um conjunto de lâminas ligadas a um eixo livre para rodar. Segundo Boyce (2002), a turbina a gás é uma usina de potência que produz enorme quantidade de energia para o seu tamanho e peso. Compacidade, baixo peso e múltiplas aplicações de combustível fazem dessas turbinas uma usina natural para as plataformas *offshore*. Essas turbinas utilizam o ar como fluido motriz para a produção de energia. Quanto aos combustíveis utilizados, atualmente existem turbinas a gás que operam com gás natural, diesel, nafta, metano, petróleo, óleos combustíveis vaporizados, gases de biomassa, entre outros.

As turbinas a gás apresentaram um enorme crescimento nos últimos 30 anos. Esse crescimento se deve ao desenvolvimento na tecnologia dos materiais, novos revestimentos e também novos processos de resfriamento. Isso combinado ao aumento nas relações de pressões dos compressores, aumentou a eficiência térmica dessas turbinas de 15% para em torno de 45% (BOYCE, 2002).

As turbinas a gás industriais são divididas em grupos principais, dos quais destacamos:

- Turbinas a gás aeroderivativas: são unidades de geração de potência que tiveram origem na indústria aeroespacial como motor principal de aeronaves. Esses equipamentos são adaptados para a geração de energia elétrica e operam em uma faixa de 2,5 MW a 50 MW, atingindo eficiências de 35-45%.

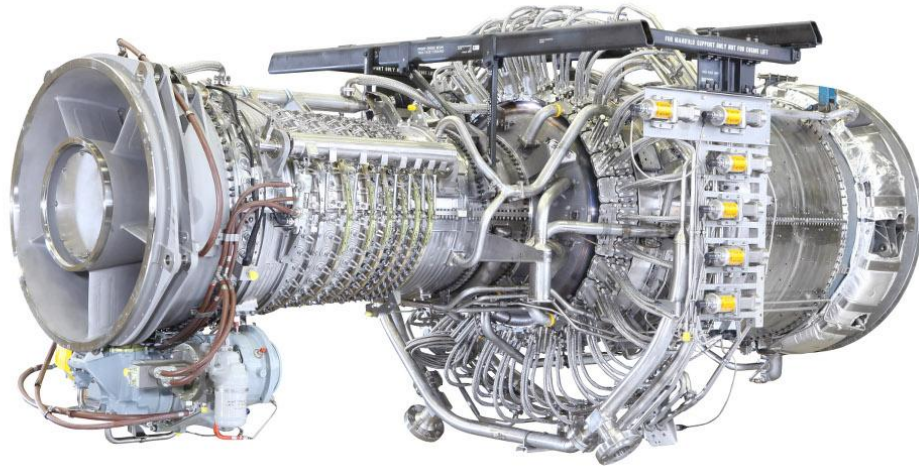
- Turbinas a gás originalmente industriais: operam em uma faixa de 2,5 MW a 15 MW e são muito utilizadas em plataformas petroquímicas. Apresentam eficiências na casa dos 30%.

Persichilli (2012) mostra que um estudo internacional de 2009 estimou o número global de turbinas a gás utilizadas industrialmente em mais de 46000 unidades. Dentre essas, 21% seriam turbinas aeroderivativas, 46% seriam turbinas de estrutura leve e os 33% restantes seriam turbinas de estrutura robusta (com produção acima de 120 MW de potência). As turbinas robustas geralmente são instaladas para geração de energia em plantas de ciclos combinados com grandes geradores de vapor de recuperação de calor. Já as turbinas pequenas e médias são utilizadas normalmente em ciclos simples devido aos obstáculos tecnológicos e econômicos para utilização em ciclos combinados com geração de vapor. Entretanto, as turbinas de pequeno e médio porte são interessantes para serem empregadas em outras tecnologias de ciclos combinados, como o ciclo baseado na utilização de CO₂ supercrítico, o Ciclo Rankine orgânico e o Ciclo Geminado.

2.1.1. Turbinas a gás aeroderivativas

As turbinas a gás aeroderivativas são unidades de geração de potência que tiveram origem na indústria aeroespacial como motores de aeronaves. Essas turbinas são modificadas para geração de energia elétrica através de adaptações no sistema de combustão, da inclusão de uma turbina de potência na exaustão, entre outras modificações realizadas. Adaptações de projeto também são feitas para garantir longa vida útil nas novas aplicações. O compressor de fluxo axial geralmente é dividido em duas partes, resultando em um compressor de baixa pressão seguido por um compressor de alta pressão. Nesses casos, também há uma turbina de baixa pressão e uma turbina de alta pressão, cada uma responsável por movimentar o compressor correspondente. Tanto a indústria energética quanto a indústria petroquímica utilizam as turbinas aeroderivativas. Nas indústrias de energia, esses equipamentos são geralmente empregados em ciclos combinados, associando uma turbina a gás a uma turbina a vapor. A indústria petroquímica utiliza essas turbinas para a re-injeção de gás e como usinas de energia para plataformas *offshore*. Essas turbinas também são muito empregadas como principal unidade motriz de navios militares e transatlânticos (BOYCE, 2002). A Figura 1 mostra um exemplo de turbina a gás aeroderivativa.

Figura 1: Turbina a gás aeroderivativa General Electric-LM2500 (21-34MW)



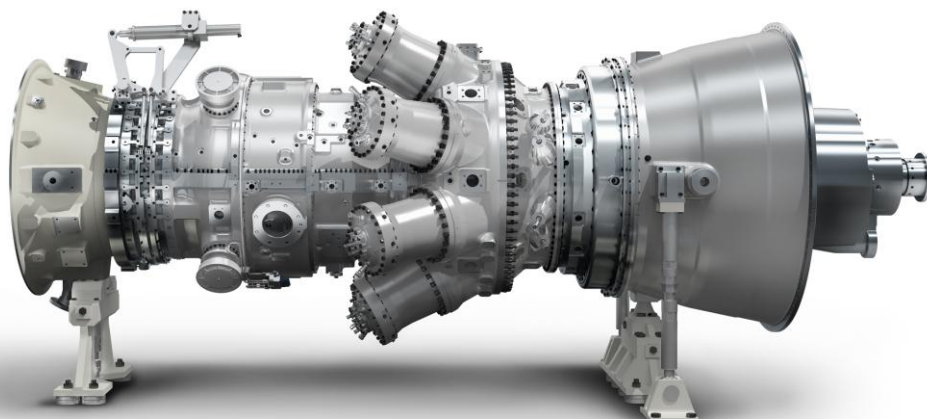
Fonte: Site GE-Power Generation¹

2.1.2. Turbinas a gás industriais

As turbinas a gás industriais são equipamentos de capacidade média, atingindo de 5 a 50 MW. Sua eficiência é alcançada deixando com que a seção responsável por produzir os gases quentes opere à sua máxima eficiência, enquanto a turbina de potência opera em uma grande variedade de velocidades. Geralmente emprega um compressor axial de 10 a 16 estágios, resultando em uma razão de pressões de 5 a 15. Os combustores utilizados variam entre tubo-anular e anular. Esse tipo de turbinas a gás é usado nas plataformas *offshore* e também tem encontrado uso crescente nas indústrias petroquímicas. Apresentam baixa eficiência operando em ciclo simples, mas essa eficiência pode ser ampliada pela utilização de regeneradores, trocadores de calor empregados para preaquecer o ar que deixa o compressor antes que esse entre no combustor, diminuindo a quantidade de combustível que deve ser queimada (MORAN et al., 2011). A Figura 2 mostra um exemplo de turbina a gás originalmente industrial.

¹ Disponível em: <<https://powergen.gepower.com/products/aeroderivative-gas-turbines/lm2500-gas-turbine-family.html>> Acesso em junho 2017.

Figura 2: Turbina a gás industrial Siemens SGT-750 (40 MW)



Fonte: Site da Siemens²

2.1.3. Principais componentes das Turbinas a Gás

Os principais componentes de uma turbina a gás são: compressor, câmara de combustão e turbina.

2.1.3.1. Compressor

O compressor é um dispositivo responsável por elevar a pressão do fluido de trabalho. Pode ser de deslocamento positivo, de fluxo centrífugo ou de fluxo axial. Os compressores de deslocamento positivo são utilizados para baixo fluxo de massa e alta pressão. Compressores de fluxo centrífugo são indicados para aplicações de fluxo e pressões médios e os compressores de fluxo axial são indicados para fluxo alto e baixas pressões. Nas turbinas a gás, os tipos mais utilizados são os compressores centrífugos e os axiais. A tabela 1 dividiu os compressores em industriais, aeroespaciais e de pesquisa, e mostra a razão de pressões e eficiência para cada tipo:

² Disponível em: <<http://www.siemens.com/press/en/feature/2013/energy/2013-10-lubmin.php>> Acesso em junho 2017.

Tabela 1: Características dos compressores

Tipos de compressores	Razão de pressões			Eficiência
	Industrial	Aeroespacial	Pesquisa	
Deslocamento positivo	Até 30	-	-	75-82%
Centrífugo	1.2 - 1.9	2.0 - 7.0	13	75-87%
Axial	1.05 - 1.3	1.1 - 1.45	2.1	80-91%

Fonte: BOYCE, 2002, p.27 (Adaptado)

A eficiência isentrópica dos compressores é extremamente importante no rendimento global da turbina, visto que esse componente consome de 55 a 60% da potência gerada pela turbina a gás (BOYCE, 2002). Assim, é interessante minimizar a razão de trabalho reverso, que é dada pela relação entre o trabalho requerido no compressor e a potência gerada na turbina.

2.1.3.2. Câmara de combustão

A câmara de combustão ou combustor é responsável pela adição de calor ao ciclo das turbinas a gás. Esse componente recebe o ar do compressor e o entrega a elevada temperatura para a turbina (BOYCE, 2002). O combustor é dividido em três zonas: zona primária, zona intermediária e zona de diluição. Essa divisão se deve ao fato de a razão ar-combustível ser muito superior à razão estequiométrica de combustão e, portanto, o ar é admitido em estágios (SARAVANAMUTTOO, 1996).

A zona primária tem como função principal estabilizar a chama, proporcionando tempo, temperatura e turbulência suficientes para atingir a combustão completa da mistura ar-combustível (LEFEBVRE; BALLAL, 2010). Nessa zona, de 15 a 20% do ar é introduzido ao redor do jato de combustível com o objetivo de fornecer alta temperatura necessária à combustão rápida (SARAVANAMUTTOO, 1996). Caso a temperatura da zona primária seja maior do que aproximadamente 2000 K, reações resultarão em um aparecimento de concentrações significantes de monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H₂) nos gases do fluxo de saída. Se esses gases passarem diretamente à zona de diluição e forem rapidamente resfriados pela adição de grandes quantidades de ar, a composição do gás seria fixada e o monóxido de carbono, que é poluente e fonte de baixa eficiência na combustão, seria liberado do combustor sem ser queimado. A diminuição da temperatura a um nível intermediário pela adição de pequenas quantidades de ar ocorre na zona intermediária e permite a combustão do

monóxido de carbono e de outros hidrocarbonetos não queimados (LEFEBVRE; BALLAL, 2010). Para isso, em torno de 30% do ar é introduzido através de orifícios no tubo de chama na zona intermediária para completar a combustão. Para uma alta eficiência da combustão, o ar deve ser injetado cuidadosamente nos pontos certos do processo, de modo a evitar a desestabilização da chama e redução da taxa de reação (SARAVANAMUTTOO, 1996). Por fim, na zona terciária ou zona de diluição, o ar remanescente reage com os produtos da combustão para resfriá-los à temperatura adequada de entrada da turbina (SARAVANAMUTTOO, 1996). A eficiência da câmara de combustão e a perda de pressão nesse componente são fatores de extrema importância. O ideal é que a eficiência seja alta e que a perda de pressão seja minimizada ao máximo para não implicar em perdas no desempenho global da turbina a gás.

Os combustores podem ser classificados em diferentes tipos, de acordo com sua geometria e configuração. São eles: combustor tubular, combustor multitubular, combustor anular e combustor tubo-anular. Dessa forma, devem ser avaliadas as características particulares de cada um para que seja determinado o combustor mais indicado para a turbina a gás desejada.

De acordo com Lefebvre e Ballal (2010), os requisitos básicos de todos os combustores são:

- Alta eficiência de combustão;
- Ignição regular e confiável;
- Amplos limites de estabilidade;
- Baixa perda de pressão;
- Distribuição de temperatura de saída que maximize a vida útil das pás da turbina e das palhetas guias do bocal;
- Baixas emissões de poluentes;
- Tamanho e formas compatíveis com o motor;
- Projeto de baixo custo e fácil fabricação;
- Fácil manutenção;
- Durabilidade;
- Capacidade de operar com diversos combustíveis.

2.1.3.3. Turbina

A turbina é o componente da turbina a gás onde ocorre a expansão do fluido vindo da câmara de combustão. Essas turbinas podem ser de fluxo axial ou de fluxo radial. No entanto, as turbinas de fluxo axial são usadas em mais de 95% das aplicações (BOYCE, 2002).

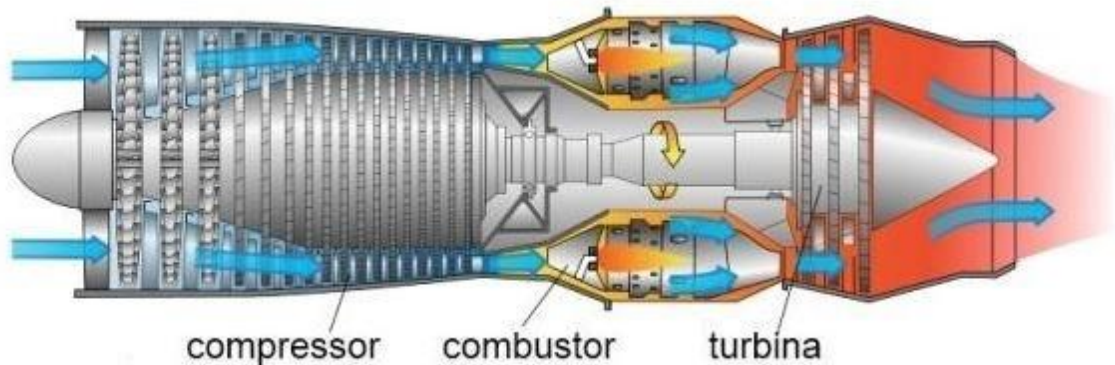
As turbinas de fluxo radial são basicamente um compressor centrífugo com fluxo invertido e rotação oposta, e são utilizadas para pequenas cargas e menores faixas de operação do que as turbinas de fluxo axial. São muito comuns em turbocompressores.

As turbinas de fluxo axial, assim como os compressores de fluxo axial, apresentam um fluxo entrando e saindo na direção do eixo. Essas turbinas podem ser de dois tipos: turbinas de ação ou impulso e turbinas de reação. A turbina de impulso apresenta completa queda de entalpia no bocal, apresentando uma alta velocidade ao entrar no rotor. Já na turbina de reação a queda de entalpia é dividida entre o bocal e o rotor. Como já mencionado anteriormente, o desenvolvimento na tecnologia de materiais e metalurgia permitiu que essas turbinas alcançassem altas temperaturas, atingindo assim melhores eficiências térmicas nos ciclos.

2.1.4. Princípio de operação

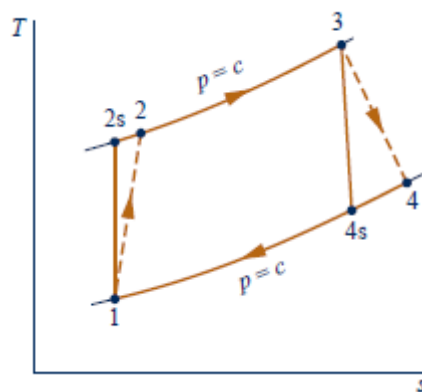
Nas turbinas a gás, o ar atmosférico é aspirado no bocal de entrada e comprimido no compressor, tendo sua pressão elevada. Então, o ar a alta pressão é direcionado para a câmara de combustão. Na câmara de combustão, esse ar é misturado com o combustível pulverizado e então a ignição é provocada. Assim, obtém-se gás a alta pressão e temperatura, que é encaminhado para a turbina onde ocorrerá a expansão desses gases até a pressão de exaustão. Como resultado desses processos, é obtida potência no eixo da turbina, que é utilizada para movimentar o compressor, para alimentar outros dispositivos ou para acionar um gerador elétrico. A energia não utilizada para a realização do trabalho é desprezada nos gases da exaustão da turbina, que possuem alta temperatura. A Figura 3 ilustra o caminho percorrido pelo fluido nos componentes da turbina a gás durante sua operação e a Figura 4 apresenta o diagrama T-s desses processos com as irreversibilidades no compressor e na turbina:

Figura 3: Esquema de turbina a gás



Fonte: Site Tecmundo³

Figura 4: Diagrama T-s do Ciclo Brayton com irreversibilidades



Fonte: MORAN et al., 2011, p. 518

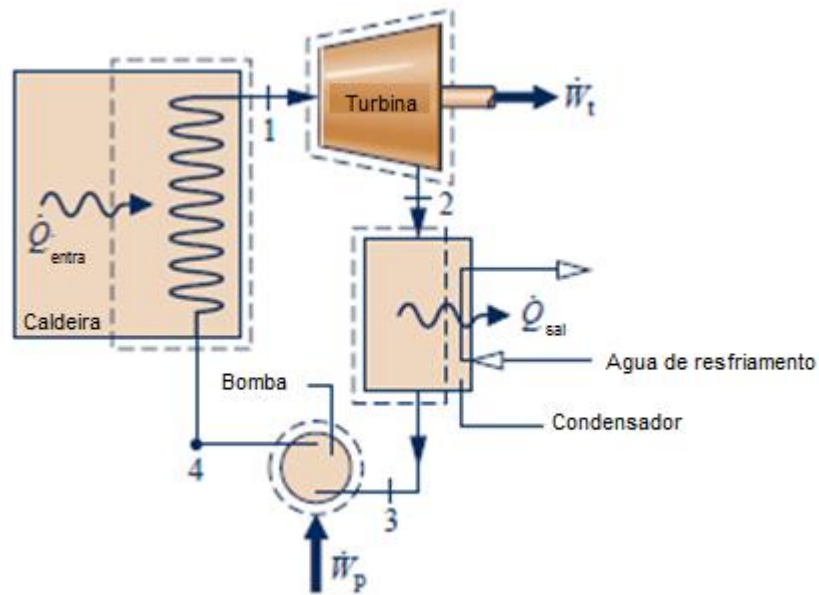
2.2. Turbinas a Vapor

As turbinas a vapor são equipamentos que convertem parte da energia térmica do vapor a alta temperatura e pressão em energia mecânica, que pode ser utilizada para alimentar um gerador elétrico. São consideradas máquinas de combustão externa, visto que os gases provenientes da queima do combustível não entram em contato com o fluido de trabalho. Isso permite uma grande flexibilidade quanto ao combustível que será utilizado.

³ Disponível em: < <https://www.tecmundo.com.br/aviao/33110-como-funciona-um-motor-com-turbina-a-gas-de-um-aviao-infografico-.htm> > Acesso em maio 2017.

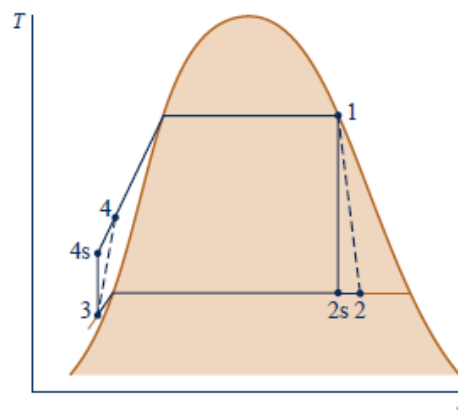
Como já mencionado anteriormente, as turbinas a vapor requerem um grande aparato de componentes auxiliares para sua operação. Basicamente, o conjunto é formado pela turbina, um condensador, uma bomba e uma caldeira. Essa formação é ilustrada na Figura 5 e o diagrama T-s do ciclo com as irreversibilidades que ocorrem no compressor e na turbina é apresentado na Figura 6.

Figura 5: Composição básica do conjunto de uma turbina a vapor



Fonte: MORAN et al., 2011, p.434 (Adaptado)

Figura 6: Diagrama T-s da operação das turbinas a vapor com irreversibilidades



Fonte: MORAN et al., 2011, p.443

O vapor proveniente da caldeira no estágio 1, possuindo elevadas temperatura e pressão é expandido através da turbina, produzindo trabalho, e descarregado ao condensador no estado 2 com sua pressão reduzida. No condensador, o fluido de trabalho troca calor com a água de resfriamento e é condensado, enquanto a temperatura da água de resfriamento aumenta. Então, o líquido condensado que deixa o condensador no estado 3 é bombeado para a caldeira a alta pressão. Finalmente, o fluido completa o seu ciclo quando o líquido que deixa a bomba, conhecido como água de alimentação da caldeira, é aquecido até a saturação e evaporado na caldeira, sendo encaminhado novamente à turbina, reiniciando o ciclo.

2.3. Ciclos de Potência

Ciclos de potência são sistemas que utilizam processos termodinâmicos para gerar potência líquida. Nesse estudo, vamos destacar os seguintes ciclos: Ciclo Brayton, Ciclo Rankine, Ciclo Combinado (Brayton-Rankine), Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo Geminado.

2.3.1. Ciclo Brayton

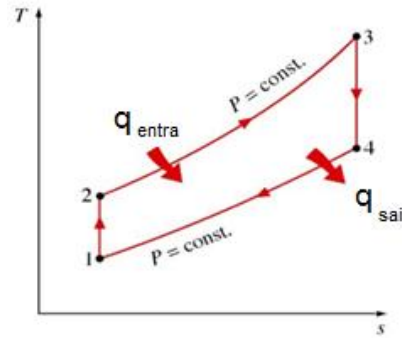
O ciclo padrão a ar Brayton é o ciclo ideal das turbinas a gás simples, descrito por quatro processos internamente reversíveis. São eles: compressão isentrópica, adição de calor à pressão constante, expansão isentrópica e rejeição de calor à pressão constante. Esse ciclo leva em conta as seguintes considerações de ciclo ideal (SARAVANAMUTTOO, 1996):

1. A compressão e a expansão são processos adiabáticos e reversíveis (isentrópicos);
2. A mudança de energia cinética do fluido de trabalho entre os estágios de entrada e saída de cada componente é desprezível;
3. Não ocorre perda de pressão nos bocais de entrada, câmara de combustão, trocadores de calor, bocais de saída e dutos que fazem a ligação entre os componentes;
4. O fluido de trabalho tem a mesma composição através do ciclo e é considerado um gás perfeito com calores específicos constantes;
5. O fluxo de massa de gás é constante através do ciclo;
6. A transferência de calor no trocador de calor é completa, portanto o aumento de temperatura na parte fria é o máximo possível e exatamente igual à queda de temperatura na parte quente.

As condições (4) e (5) consideram que a câmara de combustão é substituída por um aquecedor com uma fonte de calor externa para estudo do ciclo ideal.

O diagrama T-s representando os processos desse ciclo é apresentado na Figura 7.

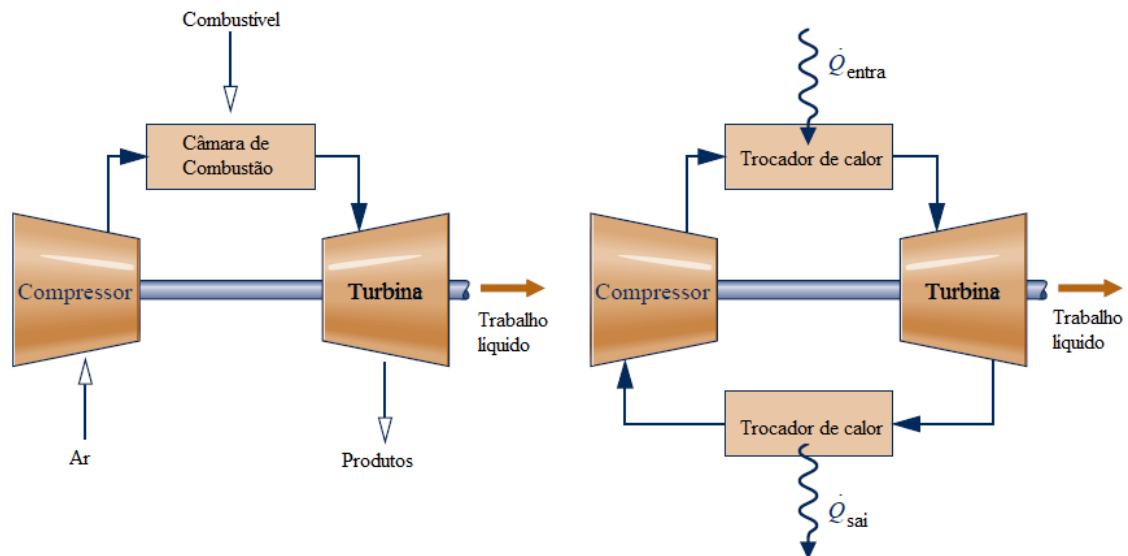
Figura 7: Diagrama T-s do Ciclo Brayton



Fonte: Notas de aula do Prof. Dr. Erick de Moraes Franklin - Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP⁴
(Adaptado)

No ciclo Brayton, o fluido não realiza mudança de fase, se apresentando sempre na fase gasosa. A Figura 8 representa o diagrama esquemático de uma turbina a gás de ciclo aberto, que utiliza um processo de combustão interna e o de uma turbina a gás de ciclo fechado, com dois processos de transferência de calor.

Figura 8: Diagrama esquemático do ciclo Brayton com turbina a gás em ciclo aberto (esquerda) e ciclo fechado (direita)



Fonte: MORAN et al., 2011, p. 509 (Adaptado)

⁴ Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM460/pdf/turbina_gas_ciclos.pdf> Acesso em maio 2017.

No entanto, diferente do ciclo ideal apresentado, o ciclo das turbinas a gás apresenta perdas durante o processo, principalmente devido ao atrito dentro do compressor e da turbina. Dessa forma, a compressão e a expansão no ciclo não ocorrem de forma isentrópica.

Modificações nos ciclos básicos das turbinas a gás também são realizadas com o objetivo de melhorar seu desempenho. Assim, regeneração, reaquecimento e inter-resfriamento são algumas estratégias utilizadas para esse objetivo.

2.3.2. Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é o modelo ideal para uma unidade motora simples a vapor. É constituído por quatro processos. São eles:

1-2 : Expansão adiabática reversível (isentrópica) do fluido de trabalho na turbina de vapor saturado no estado 1 para a pressão do condensador

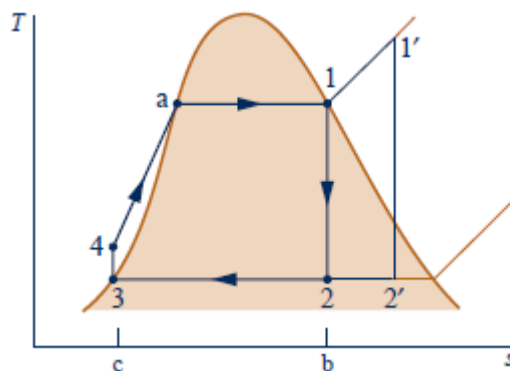
2-3: Transferência de calor do fluido a pressão constante através do condensador com líquido saturado no estado 3

3-4: Compressão adiabática reversível (isentrópica) na bomba para o estado 4 na região de líquido comprimido

4-1: Transferência de calor à pressão constante para o fluido de trabalho passando através da caldeira, completando o ciclo.

O esquema desse ciclo foi mostrado anteriormente na Figura 5 e seu diagrama T-s é mostrado na Figura 9. O ciclo também pode apresentar o superaquecimento do vapor, representado pela curva 1'-2'-3-4-1' no diagrama.

Figura 9: Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal



Fonte: MORAN et al., 2011, p.437

Nesse ciclo, o rendimento depende da temperatura média em que o calor é fornecido e rejeitado. Quanto mais alta a temperatura de fornecimento do calor e mais baixa a temperatura no qual esse calor é rejeitado, maior será o rendimento do ciclo, como mostra a equação 1 (MORAN et al., 2011). Melhorias podem ser feitas para aumentar o desempenho desse ciclo, como a utilização de ciclos com regeneração, ciclos com superaquecimento e ciclos com cogeração. No entanto, eficiências típicas de um ciclo Rankine giram em torno de 30 a 35%.

$$\eta = 1 - \frac{T_{sai}}{T_{entra}} \quad (1)$$

2.3.3. Ciclo Combinado (Brayton-Rankine)

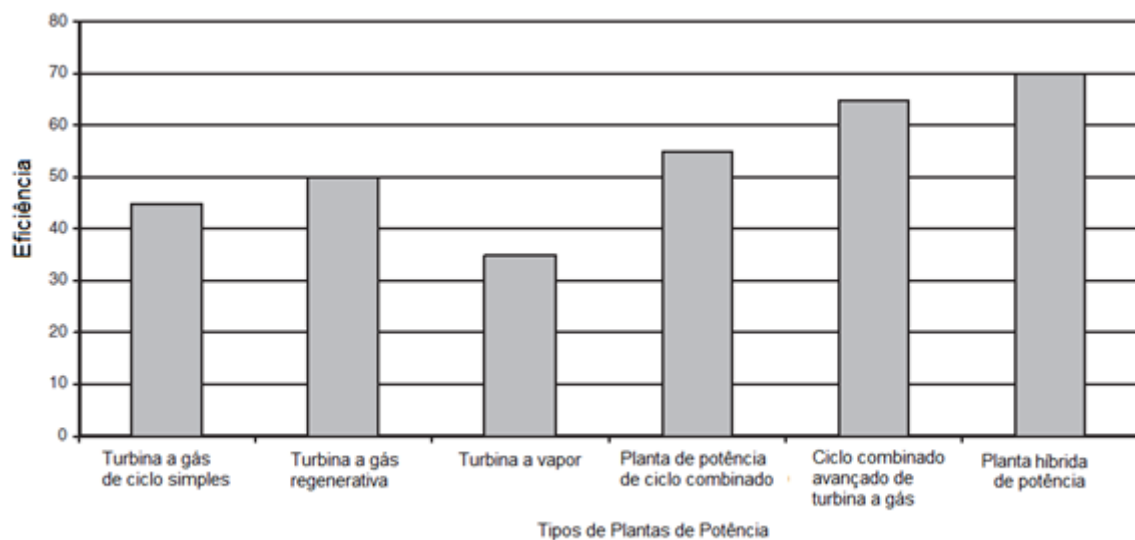
Um ciclo combinado une dois ciclos de potência, de forma que a energia desprezada como calor na exaustão de um é, parcialmente ou completamente, utilizada como calor de entrada do outro ciclo (MORAN *et al.*, 2011). Um dos melhores exemplos de ciclo combinado baseia-se na utilização do calor desprezado na exaustão de uma turbina a gás (ciclo Brayton) como fonte térmica para um ciclo de potência a vapor (ciclo Rankine). Assim, o resfriamento dos gases de exaustão da turbina a gás atuam como fonte de energia para os processos de transferência de calor com mudança de fase e de superaquecimento do vapor gerado (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2009). No lugar de uma caldeira para entregar calor ao fluido de trabalho do ciclo Rankine emprega-se um regenerador, uma espécie de trocador de calor responsável por gerar vapor a partir do calor proveniente da exaustão de outro processo. A Figura 10 ilustra o diagrama esquemático do ciclo combinado e o esquema de uma planta de geração de energia a partir desse sistema é mostrada na Figura 11.

Esse ciclo recebe uma grande quantidade de calor proveniente da elevada temperatura de exaustão da turbina a gás e rejeita pouco calor em função da baixa temperatura média do ciclo a vapor. Assim, essa configuração apresenta eficiência muito superior àquela que qualquer um dos dois ciclos teria individualmente (MORAN *et al.*, 2011). Dessa forma, o ganho de eficiência no ciclo consiste na produção de uma potência maior a partir da mesma quantidade de calor fornecida inicialmente na queima do combustível. A equação 2 da eficiência do ciclo combinado ilustra esse ganho:

$$\eta_{\text{ciclo_comb}} = \frac{\dot{W}_{\text{gás}} + \dot{W}_{\text{vap}}}{\dot{Q}_{\text{entra}}} \quad (2)$$

A Figura 12 compara a eficiência de alguns ciclos de potência, entre eles o ciclo simples de turbina a gás, ciclo de turbina a vapor e ciclo combinado. Nota-se que a turbina a gás operando em ciclo simples apresenta eficiência da ordem de 45%, como já mencionado anteriormente, enquanto a turbina a vapor apresenta uma eficiência em torno de 35%. Como era de se esperar, o ciclo combinado apresenta eficiência maior do que os dois ciclos, na ordem de 55% e podendo chegar a 60% em alguns casos.

Figura 12: Valores típicos de eficiência para diferentes sistemas de potência

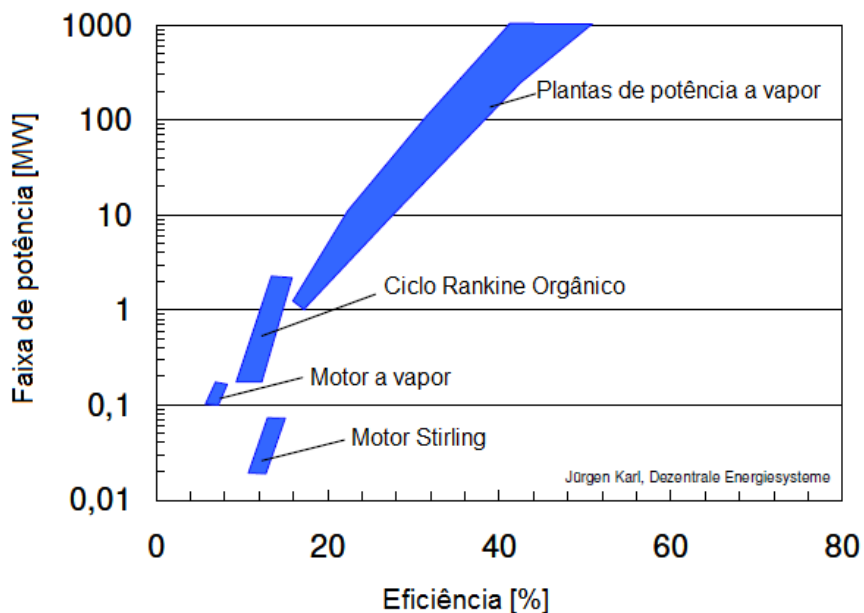


Fonte: BOYCE, 2002, p.7 (Adaptado)

2.3.4. Ciclo Rankine Orgânico

O Ciclo Rankine Orgânico opera de forma semelhante ao ciclo Rankine a vapor, mas utiliza diferentes fluidos. Esse ciclo emprega como fluido de trabalho substâncias orgânicas como o pentano, misturas de hidrocarbonetos, refrigerantes, amônia e outros. O fluido de trabalho é selecionado de acordo com a aplicação específica a que será destinado o ciclo. Esses fluidos, por apresentarem um baixo ponto de ebulição e calor latente de vaporização inferior ao da água, permitem uma evaporação a temperaturas mais baixas, aproveitando assim de forma mais eficaz o calor cedido pela fonte quente. Dessa forma, esse ciclo é capaz de produzir potência a partir de fontes como o calor rejeitado em processos industriais, água quente proveniente de fontes geotérmicas e fluidos aquecidos por coletores solares. Esse ciclo opera entre 60°C e 200°C pra fontes de baixa temperatura, podendo atingir 350°C para fontes de calor de média temperatura. Isso permite que o ciclo trabalhe em uma ampla gama de regimes e potências (SILVA, 2010). A Figura 13 apresenta a faixa de potências e eficiências do ciclo Rankine orgânico em comparação com outras máquinas de combustão externa:

Figura 13: Faixa de potências e eficiências de máquinas de combustão externa



Fonte: SPLIETHOFF e SCHUSTER, 2006 (Adaptado)

Assim, analisando a Figura 13, podemos perceber que esse ciclo apresenta uma eficiência inferior a 20%, e sua potência atinge em torno de 3MW. Portanto, compreende-se que ele pode funcionar como ciclo inferior em uma configuração de ciclo combinado, ou em certos casos como instalação principal, aproveitando a energia térmica proveniente diretamente de uma fonte de calor, como uma fonte solar, por exemplo (SILVA, 2010). De acordo com Quoilin et al. (2011), a eficiência do ciclo Rankine orgânico não ultrapassa os 24%, enquanto que um ciclo Rankine típico apresenta eficiências térmicas superiores a 30%, mas com um projeto muito mais complexo em número de componentes e tamanho. Dessa forma, Quoilin et al. (2011) concluíram que o Ciclo Rankine Orgânico é indicado para aplicações de baixa e média potência, enquanto o Ciclo Rankine a vapor se torna mais vantajoso para aplicações de potência elevada, exceto para fontes de baixa temperatura.

Veloso (2015) realizou um estudo para avaliar a implantação desse ciclo em plataformas de exploração de petróleo. Entre suas análises, examinou o ciclo Rankine orgânico operando a partir dos gases da exaustão das turbinas a gás, considerado por ele a fonte com maior potencial de recuperação de calor para gerar energia nessas plataformas. Após estudar a performance desse ciclo utilizando Tolueno, Etilbenzeno, Propilbenzeno e Dimetilbenzeno, encontrou a maior geração de potência com o Tolueno. Nesse caso, para uma vazão de saída na turbina de 78,18 kg/s, a uma temperatura de 394,76 °C, encontrou uma potência máxima alcançada de 6,269 MW e uma eficiência térmica de 26,52% do ciclo Rankine orgânico. Nesse caso, a turbina a gás utilizada foi a SIEMENS SGT-600 operando a 50% de sua carga máxima, o que resulta em uma potência de 12,6 MW e eficiência de 28,32%. Logo, a potência gerada no ciclo Rankine orgânico representa um aumento na eficiência do sistema global de 28,32% para 42,4%.

Clemente et al. (2013) avaliaram a implantação de um ciclo Rankine orgânico como ciclo inferior em um sistema com uma pequena turbina a gás de 100 kW, utilizando diferentes fluidos como combustível. Nesse estudo, concluíram que a adição do ciclo Rankine orgânico gerou um aumento de potência entre 22 kW e 27 kW, aumentando a eficiência do sistema global em torno de 8%, de 30% para 38%.

O Ciclo Rankine Orgânico não é simplesmente objeto de estudo de laboratório, visto que já existem mais de cem plantas operando para gerar eletricidade comercialmente através dessa configuração de ciclo (KANG, 2012).

2.3.5. Ciclo com CO₂ supercrítico

Um ciclo de potência a partir de CO₂ supercrítico utiliza esse gás para implementar um sistema compacto, mais eficiente do que os métodos convencionais para geração de energia (CHO et al., 2016). Um fluido supercrítico é aquele que possui temperatura e pressão acima do seu ponto crítico e, sendo assim, possui propriedades de gás e de líquido. A tabela 2 apresenta as propriedades de algumas substâncias no ponto crítico:

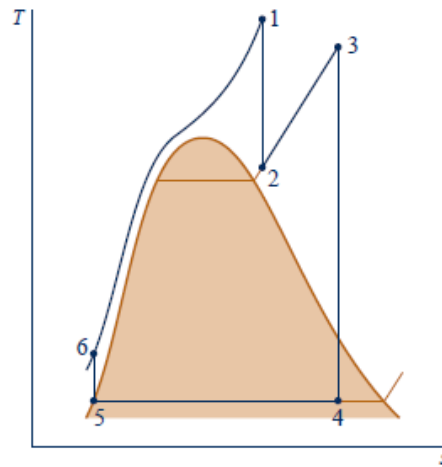
Tabela 2: Algumas propriedades de substâncias no ponto crítico

	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (MPa)	Volume crítico (m ³ /kg)
Água (H ₂ O)	374,14	22,09	0,003155
Dióxido de Carbono (CO ₂)	31,05	7,39	0,002143
Oxigênio (O ₂)	-118,35	5,08	0,002438
Hidrogênio (H ₂)	-239,85	1,3	0,032192

Fonte: SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003, p.40

Logo, temos que o ponto crítico do CO₂ ocorre a uma temperatura de 31,05°C e pressão de 7,39 MPa, e todos os processos do ciclo ocorrerão acima desse ponto. Nesse caso, o comportamento do gás é muito sensível às variações de pressão e temperatura, o que reflete fortemente no desempenho do ciclo. Além disso, a densidade do fluido similar à do líquido e a compressão próxima ao ponto crítico permitem uma redução no trabalho do compressor, gerando ganho de eficiência no ciclo. Dessa forma, o CO₂ supercrítico requer menor trabalho para converter a energia térmica de entrada em eletricidade (KULHANEK; DOSTAL, 2011). A Figura 14 ilustra o diagrama T-s de um caso genérico de ciclo Rankine supercrítico ideal com reaquecimento. É possível notar que os processos ocorrem acima da pressão crítica do fluido.

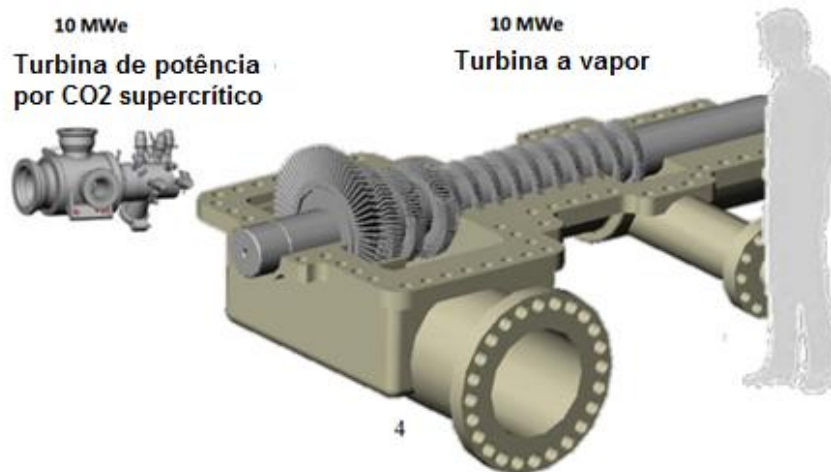
Figura 14: Diagrama T-s de ciclo Rankine supercrítico ideal com reaquecimento



Fonte: MORAN et al., 2011, p. 448

Persichili et al. (2012) destacam que o CO₂ supercrítico é um fluido de baixo custo, não-tóxico, não-inflamável, não-corrosivo e prontamente disponível à utilização. Sua alta densidade permite a utilização de equipamentos extremamente compactos. A Figura 15 apresenta um comparativo entre uma turbina que opera por CO₂ supercrítico e outra que opera por vapor, ambas com 10 MW de potência. Fica evidente que as turbinas operando por CO₂ supercrítico são, além de compactas e mais eficientes, muito mais simples construtivamente quando comparadas às turbinas a vapor. Além disso, esse fluido requer um trocador de calor muito mais simples e de menor dimensão quando comparado ao utilizado em um ciclo a vapor.

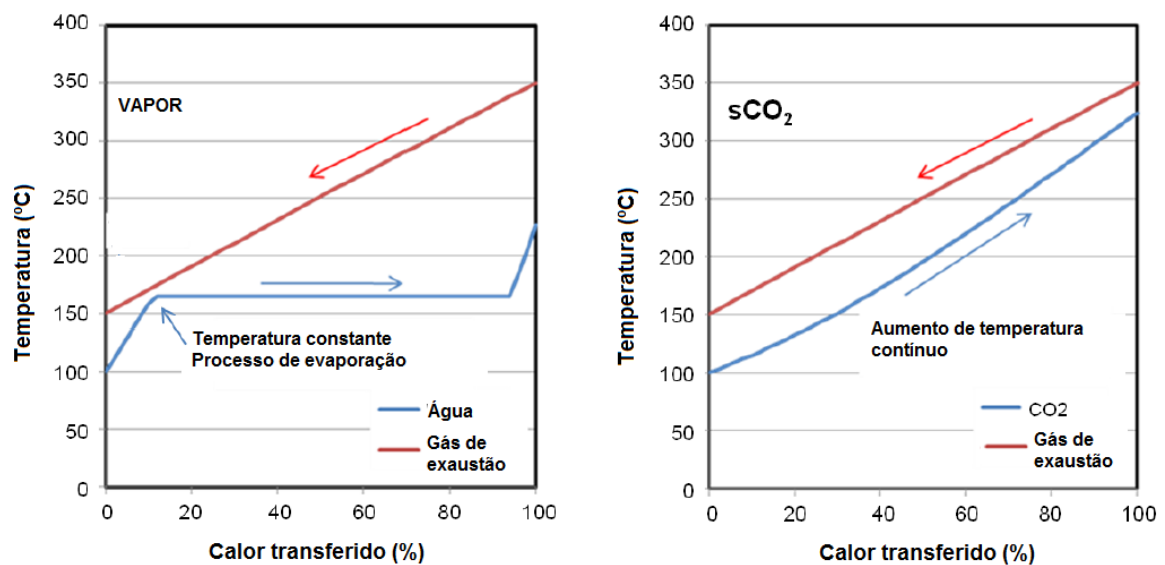
Figura 15: Comparação dimensional entre uma turbina que opera por CO₂ supercrítico e uma turbina a vapor (ambas com 10 MW de capacidade)



Fonte: Persichili et al., 2012, p. 4 (Adaptado)

Ainda de acordo com Persichili et al. (2012), o CO₂ supercrítico absorve melhor o calor residual de fontes de calor - como da exaustão das turbinas a gás - pelo fato de que esse fluido se apresenta em fase única durante o aquecimento, diferente do vapor, que durante o aquecimento apresenta mudança de fase. Isso conduz a maiores temperaturas do fluido e maiores eficiências. A Figura 16 ilustra essa situação. Enquanto no ciclo a vapor o fluido passa por um período de temperatura constante, onde ocorre a mudança de fase, no ciclo com CO₂ supercrítico a temperatura aumenta continuamente.

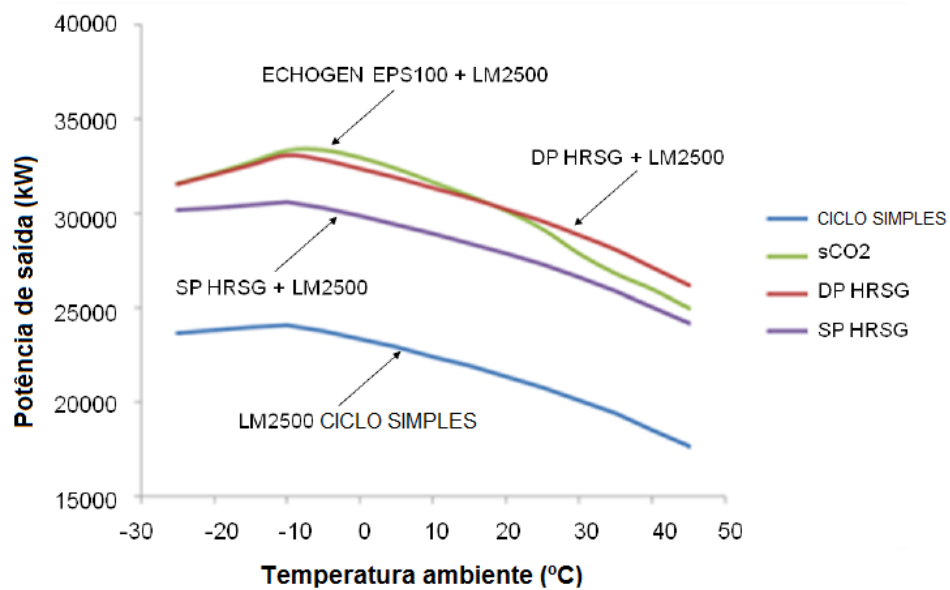
Figura 16: Aquecimento no trocador de calor para o vapor (esquerda) e para o CO₂ supercrítico (direita)



Fonte: Fonte: Persichili et al., 2012, p. 5 (Adaptado)

Em seu estudo, Persichili et al. (2012) também realizaram comparações de desempenhos de diferentes sistemas. A Figura 17 mostra a potência gerada nos sistemas avaliados em função da temperatura ambiente para uma turbina a gás GE-LM2500 operando em ciclo simples (linha azul), em ciclos combinados com geração de vapor com única pressão (linha roxa) e dupla pressão (linha vermelha) e em um sistema combinado com utilização de CO₂ supercrítico no motor ECHOGEN EPS100 (linha verde). Dessa forma, é possível perceber que a utilização do ciclo com CO₂ supercrítico combinado à turbina a gás pode aumentar a potência gerada no ciclo em mais de 30%.

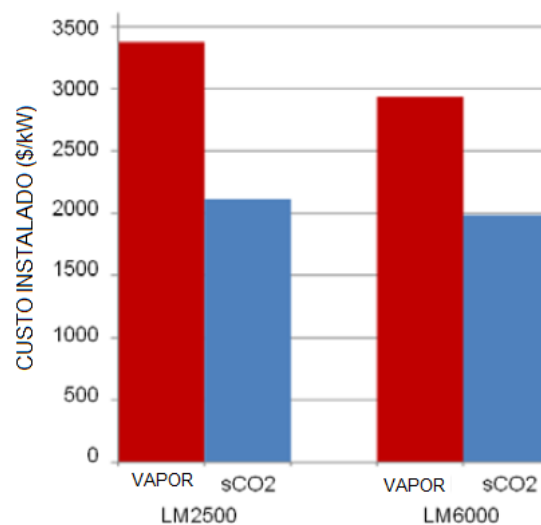
Figura 17: Comparação da potência gerada em função da temperatura ambiente para diferentes sistemas



Fonte: Persichili et al., 2012, p. 7 (Adaptado)

Por fim, Persichili et al. (2012) fizeram uma análise do custo instalado por quilowatt em sistemas com CO₂ supercrítico e com vapor combinados às turbinas a gás GE-LM2500 e GE-LM6000. Os resultados apresentados na Figura 18 mostram uma redução de quase 40% no custo por quilowatt para os sistemas que utilizam CO₂ supercrítico no ciclo inferior. Esse resultado ocorre em função da maior simplicidade do sistema, da menor área requerida para implantação e do reduzido número de sistemas auxiliares necessários.

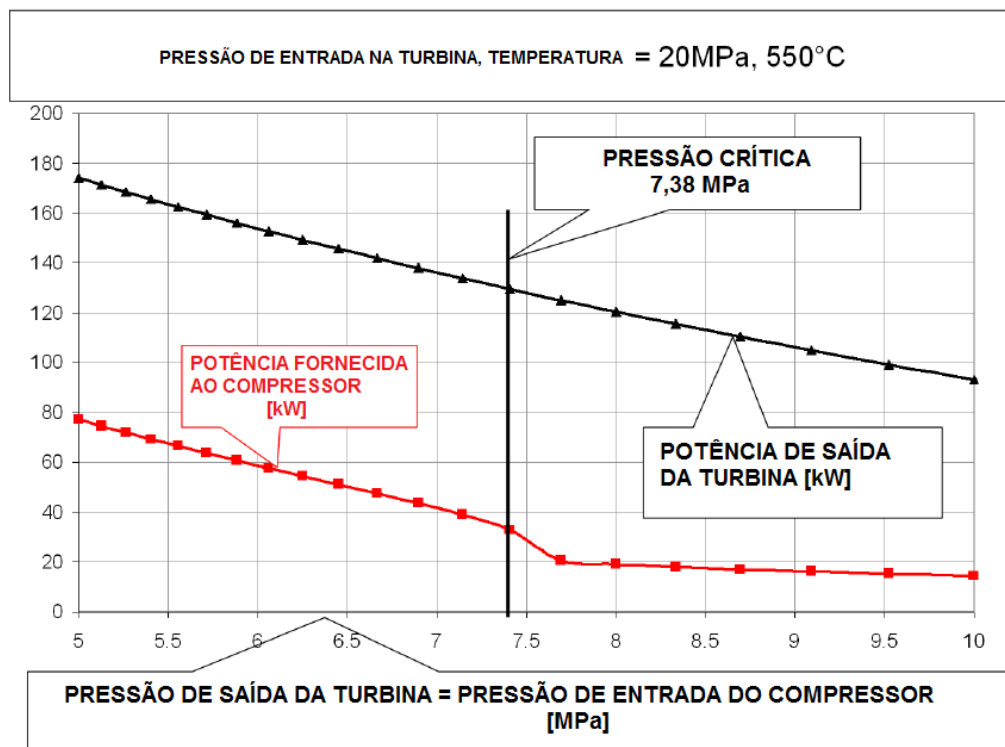
Figura 18: Custo por quilowatt para sistemas utilizando vapor e CO₂ supercrítico (em \$/kW)



Fonte: Persichili et al., 2012, p. 8 (Adaptado)

A Figura 19 mostra o trabalho de compressão do CO₂, considerando várias pressões de entrada do compressor, para a pressão de saída de 20 MPa e temperatura de entrada na turbina de 550°C. Também foi representado o trabalho produzido por expansão na turbina para as mesmas pressões, desconsiderando-se as perdas de pressão. É possível perceber que o maior trabalho líquido gerado ocorre para uma pressão em torno de 7,7 MPa, ligeiramente maior que a pressão crítica do fluido. (KULHANEK; DOSTAL, 2011).

Figura 19: Trabalho no compressor e na turbina



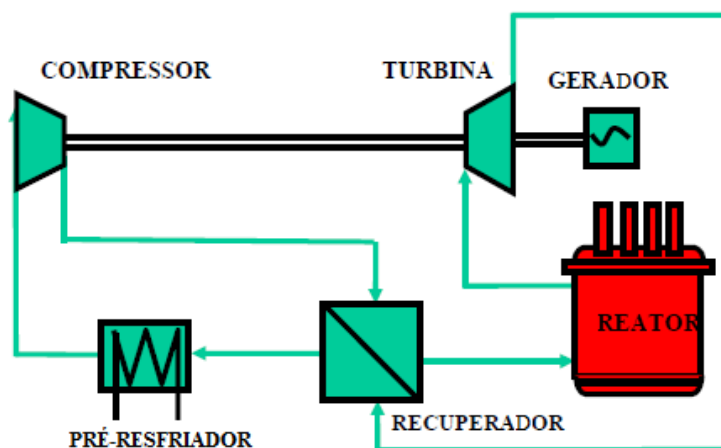
Fonte: KULHANEK e DOSTAL, 2011, p. 2 (Adaptado)

O Laboratório Nacional de Sandia (2015), referência nas pesquisas de ciclos operando por CO₂ supercrítico, lista os principais benefícios que a utilização desse fluido confere aos ciclos de potência em comparação aos ciclos concorrentes. São eles:

- Tamanho menor em relação ao sistema a vapor (menor custo)
- Maior eficiência
- Redução da emissão de gases de efeito estufa
- Menor consumo de água
- Resfriamento a seco (ideal para ambientes com escassez de água)

Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004) estudaram a aplicação do Ciclo Brayton de CO₂ supercrítico para aplicação com reatores nucleares avançados. O esquema simples desse ciclo é mostrado na Figura 20. Foi considerada uma temperatura de entrada na turbina de 550°C, eficiência da turbina de 90% e eficiência do compressor de 89%.

Figura 20: Ciclo Brayton simples com CO₂ supercrítico



Fonte: DOSTAL, DRISCOLL e HEJZALAR, 2004 (Adaptado)

No estudo, três projetos de ciclo foram selecionados para investigação detalhada: projeto básico com temperatura de entrada da turbina igual a 550°C, projeto avançado com temperatura de entrada da turbina igual a 650°C e um projeto de alto desempenho com temperatura de entrada da turbina igual a 700°C, todos com pressão de saída do compressor igual a 20 MPa. O projeto básico atingiu uma eficiência térmica de 45,3% e apresentou uma redução de 18% nos custos da usina de energia comparado ao ciclo Rankine a vapor. A eficiência do projeto avançado ficou em torno de 50% e o projeto de alto desempenho atingiria eficiências de até 53% (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZALAR, 2004).

Walnum et al. (2013) desenvolveram um estudo para avaliar potenciais ciclos inferiores operando com CO₂. Nesse estudo foram avaliados dois projetos, um com ciclo de estágio único e outro com ciclo de duplo estágio, com operação transcritical, onde a rejeição de calor ocorre em pressões subcríticas. Dessa forma, utilizando uma turbina a gás GE-LM2500 no ciclo superior, com temperatura de exaustão de 528°C, a eficiência aumentou de 38,3% no ciclo simples para 48,9% no ciclo combinado de estágio único e 50% no ciclo combinado de duplo estágio. Além disso, a potência líquida gerada passou de 32,2 MW no

ciclo simples para 41,1 MW no ciclo combinado de estágio único e 42 MW no ciclo combinado de estágio duplo.

Apesar dos estudos que mostram o grande potencial desses ciclos, essa tecnologia ainda demanda pesquisa e aperfeiçoamento para ser considerada pronta à utilização comercial. Assim, futuramente poderá ser aplicada a uma grande variedade de sistemas de potência. Energia nuclear, energia solar concentrada, caldeiras de combustíveis fósseis, centrais geotérmicas e sistemas de propulsão de navios são consideradas aplicações favoráveis à implantação do ciclo por CO₂ supercrítico, que substituiria os tradicionais ciclos Rankine a vapor (SANDIA NATIONAL LABORATORIES, 2015).

2.3.6. Ciclo Geminado

2.3.6.1. Cenário da invenção

Como já mencionado anteriormente nesse trabalho, alguns processos de conversão termodinâmica ou química produzem grandes quantidades de gases quentes como subproduto contendo energia térmica suficiente para torná-los atrativos economicamente, coletando e utilizando essa energia. Os gases de exaustão de uma turbina a gás são liberados a temperaturas da ordem de 1000 °F (538 °C) e, quando são desprezados na atmosfera, a turbina a gás apresenta eficiência tão baixa quanto à de uma turbina a vapor. No entanto, ainda com baixa eficiência, sua rápida inicialização e operação flexível, tem encorajado seu uso como motor primário para geração de pico e para sistemas de propulsão marinha (FARREL, 1988).

Para realizar o aproveitamento dessa energia, ciclos que combinam turbinas a vapor e turbinas a gás são comumente empregados. Entretanto, a utilização do vapor como fluido de trabalho apresenta algumas desvantagens. O vapor é um fluido complexo para ser controlado e manuseado. Farrell (1988) destaca que para evitar a corrosão no lado onde circula a água no gerador de vapor por recuperação de calor, essa água deve ser cuidadosamente tratada a fim de que sua pureza seja garantida. Um equipamento para realizar esse tratamento possui um alto custo. Além disso, geradores de vapor por recuperação de calor são equipamentos que também requerem um grande investimento e grande área de instalação, além de necessitar de um longo tempo de resposta.

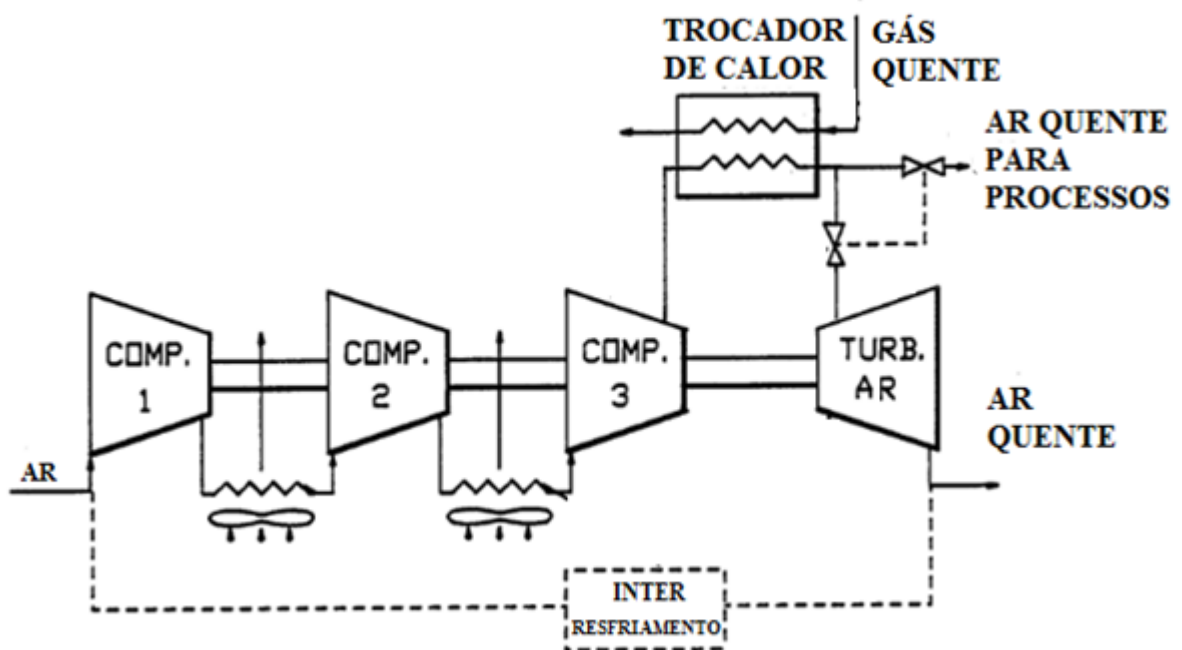
Diante disso, buscou-se uma alternativa que fosse mais simples e mais flexível, quando comparada àquela utilizando a combinação com o ciclo a vapor, para aproveitamento

da energia térmica desprezada na exaustão das turbinas a gás. Assim, William Farrell (General Electric) inventou em 1988 o "Air Bottoming Cycle" (ABC) em sua patente "Air Cycle Thermodynamic Conversion System", que chamaremos de Ciclo Geminado nesse trabalho.

2.3.6.2. Propósito e síntese da invenção

O objetivo da invenção foi criar um sistema de ciclo combinado empregando uma turbina a gás, de forma que o ciclo apresentasse uma eficiência termodinâmica maior do que aquela que apresentaria no caso de uma turbina a gás operando isoladamente, mas mantendo a flexibilidade operacional desse equipamento. Além disso, desejava-se projetar um ciclo que empregasse ar no ciclo inferior para recuperar energia em forma útil a partir do gás aquecido (FARRELL, 1988). O projeto ainda previa a inclusão de múltiplos estágios de compressão intercalados com estágios de inter-resfriamento. A Figura 21 retirada da patente do ciclo representa o diagrama esquemático simplificado desse ciclo combinado, onde a saída do ciclo inferior é o ar limpo, aquecido e comprimido para uso em outras aplicações.

Figura 21: Diagrama esquemático simplificado do ciclo



Fonte: FARRELL, 1988 (Adaptado)

3. METODOLOGIA

Para caracterização do trabalho, inicialmente serão apresentados os estudos para o caso ideal do Ciclo Brayton e do Ciclo Geminado. Posteriormente, será caracterizada a turbina a gás que será objeto de estudo para avaliação do Ciclo Geminado real, bem como o *software* DESTUR que será utilizado na análise dos dados e formulação dos resultados.

3.1. Estudo do Ciclo Brayton

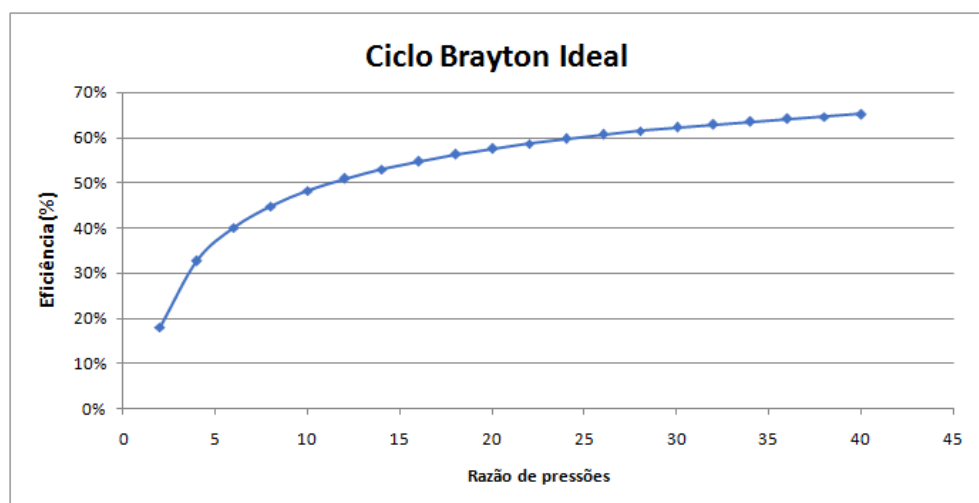
Como já mencionado no trabalho, o Ciclo Brayton é o ciclo ideal das turbinas a gás. No estudo do caso ideal, serão assumidas as condições de ciclo ideal apresentadas anteriormente na revisão teórica.

Assim, o rendimento do ciclo padrão Brayton é dado pela equação 3, cujo desenvolvimento é apresentado no Apêndice A.

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}} \quad (3)$$

Logo, temos que o rendimento do ciclo Brayton é função da razão de pressões isentrópica e o seu comportamento em função da variação dessa razão de pressões é mostrado no Gráfico 1.

Gráfico 1: Eficiência do ciclo Brayton ideal em função da razão de pressões

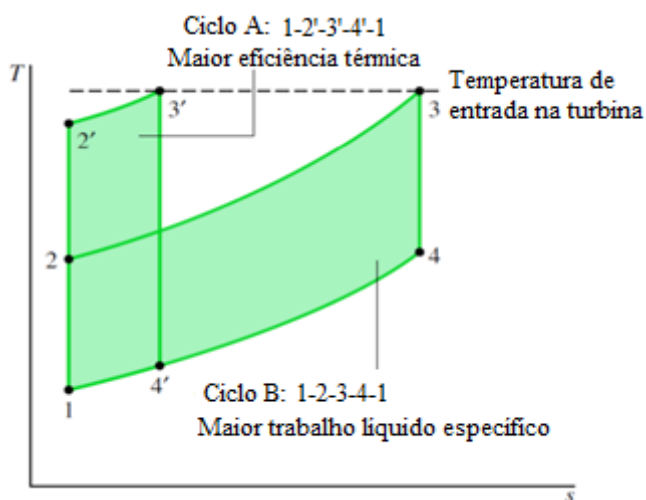


Fonte: Elaborado pelo autor

Portanto, a eficiência térmica do ciclo Brayton simples aumenta com a razão de pressões como apresentado no Gráfico 1, atingindo seus maiores valores (entre 60% e 70%) para altas razões de pressões (acima de 30).

No entanto, como ilustra a Figura 22, para uma mesma temperatura máxima do ciclo, uma maior razão de pressões traz maior eficiência, enquanto uma razão de relativamente menor gera um maior trabalho específico.

Figura 22: Comparação entre eficiência e trabalho específico para diferentes razões de pressões



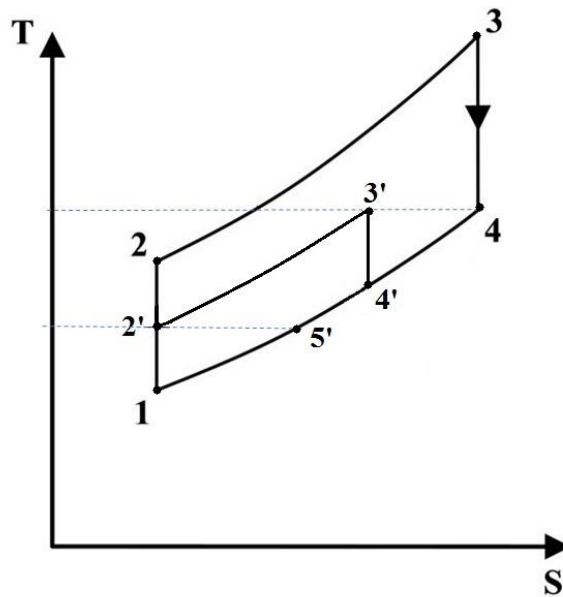
Fonte: Notas de aula do Prof. Dr. Erick de Moraes Franklin - Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP⁶ (Adaptado)

3.2. Estudo do Ciclo Geminado Ideal

Agora, vamos expandir nossa análise para o ciclo geminado ideal. Esse ciclo será formado pela combinação de dois ciclos Brayton. Nesse caso, para a análise teórica assumiremos a melhor condição de efetividade do trocador de calor, com o fluxo de ar que passa no ciclo inferior sendo igual ao fluxo de ar do ciclo superior. Dessa forma, o ganho de temperatura no ciclo inferior será exatamente igual à queda de temperatura do ciclo superior. O diagrama T-s do ciclo geminado ideal é representado na Figura 23. A troca de calor se dá durante o resfriamento 4-5', onde o calor é transferido do ciclo superior para o ciclo inferior no processo representado pela curva 2'-3' no gráfico. Assumindo essas condições, teremos uma potência adicional gerada no ciclo inferior, que representa um ganho pois se dá a partir da mesma quantidade de calor fornecida inicialmente na combustão 2-3.

⁶ Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM460/pdf/turbina_gas_ciclos.pdf> Acesso em maio 2017.

Figura 23: Diagrama T-s do Ciclo Geminado Ideal



Fonte: Elaborado pelo autor

Nesse caso, a eficiência do ciclo será dada pela razão entre a soma da potência gerada nas turbinas dos ciclos superior e inferior, e o calor fornecido ao sistema na câmara de combustão do ciclo superior. Assim, a eficiência é dada pela equação 4, cujo desenvolvimento está apresentado no Apêndice B.

$$\eta = 1 - \frac{1}{a} + \frac{(b-1)(t-ab)}{ab(t-a)} \quad (4)$$

Dessa forma, para rendimento máximo, o fator b e a razão de pressões do ciclo inferior são dados por:

$$b = \sqrt{\frac{t}{a}} \quad (5)$$

$$r_{inf} = b^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

E a eficiência máxima é dada por:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \frac{1}{a} + \frac{1}{a} \left(\frac{(\sqrt{t} - \sqrt{a})^2}{t - a} \right) \quad (7)$$

De forma análoga ao que foi realizado para a eficiência, o trabalho específico do ciclo é dado em função do calor específico do fluido de trabalho e das temperaturas em cada ponto, como mostrado no Apêndice C. Dessa forma, temos que o trabalho específico é dado pela equação 8:

$$\frac{W}{C_p T_1} = t \left(1 - \frac{1}{a} \right) - (a - 1) + \frac{t}{a} \left(1 - \frac{1}{b} \right) - (b - 1) \quad (8)$$

A razão de pressões do ciclo inferior e o respectivo trabalho específico máximo são dados pelas equações 9 e 10, respectivamente:

$$r_{inf} = b^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

$$\left(\frac{W}{C_p T_1} \right)_{m\acute{a}x} = t \left(1 - \frac{1}{a} \right) - (a - 1) + \left(\sqrt{\frac{t}{a}} - 1 \right)^2 \quad (10)$$

3.3. Caracterização do objeto de estudo: Turbina a Gás - General Electric / LM6000

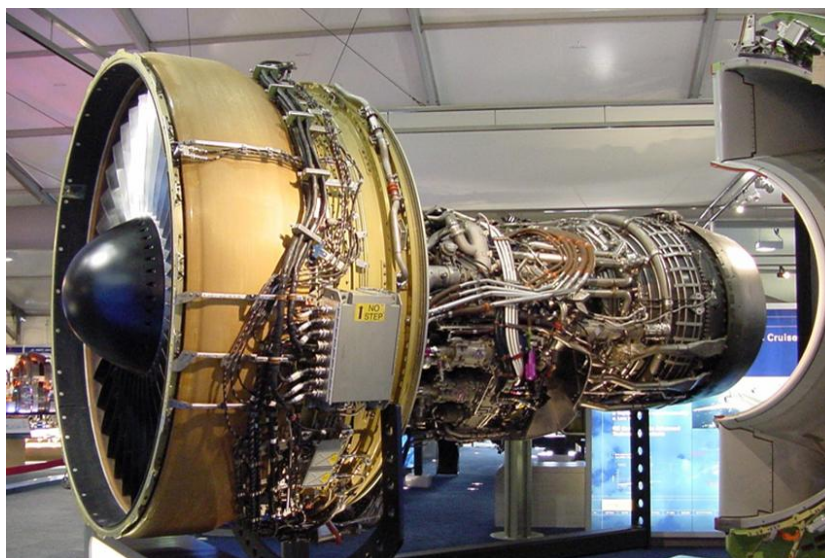
Para realizar o estudo de caso do trabalho, dentre a enorme variedade de fabricantes e modelos de turbinas a gás, selecionamos a GE-LM6000 por ser referência quando se trata de turbinas a gás aeroderivativas com capacidade acima de 40 MW, apresentando mais de 1200 unidades espalhadas pelo mundo e mais de 33 milhões de horas de operação combinada, de acordo com o site da General Electric (2017)⁷. Além disso, a Usina Termelétrica de Juiz de

⁷ Disponível em: <<https://powergen.gepower.com/products/aeroderivative-gas-turbines/lm6000-gas-turbine-family.html>> Acesso em maio 2017.

Fora (UTE JF) possui dois exemplares desse modelo, possibilitando o acesso aos dados de operação necessários à nossa análise.

A turbina a gás GE-LM6000 deriva de uma turbina inicialmente projetada para aviação e que, posteriormente, recebeu algumas modificações e adaptações para ser utilizada na geração de energia, propulsão marinha, entre outras aplicações. Pode ser utilizada tanto na geração de base quanto na geração de pico e em regime de emergência. Essa turbina foi desenvolvida a partir do motor de aviação General Electric CF6-80C2, motor de alta eficiência e desempenho da GE, mostrado na Figura 24. O CF6-80C2 já registrou mais de 30,000,000 horas de voo no Boeing 747 e em outros aviões de grande porte, com 99,88% de confiabilidade e a menor taxa de manutenção da aviação. O CF6-80C2 e a LM6000 possuem um *design* em comum, compartilhando a maioria dos seus componentes, como as turbinas de baixa e alta pressão, o compressor de alta pressão e o combustor. Assim, a utilização desses componentes de alta qualidade, produzidos em alto volume, colabora para um baixo custo inicial e alta eficiência da LM6000 (GENERAL ELECTRIC, 2008).

Figura 24: Motor de aviação General Electric - CF6-80C2



Fonte: Página TEAM.Aero - Commercial Jet Aircraft Trading Community⁸

A GE-LM6000 apresenta diferentes modelos de acordo com a variação de algumas de suas características, como o combustível utilizado, características do combustor, capacidade de geração de energia, diluente utilizado e níveis de NO_x produzidos. Esses modelos são apresentados na tabela 3.

⁸ Disponível em: <<http://www.team.aero/controls/news/view.php?id=372&c=2>>. Acesso em jun. 2017.

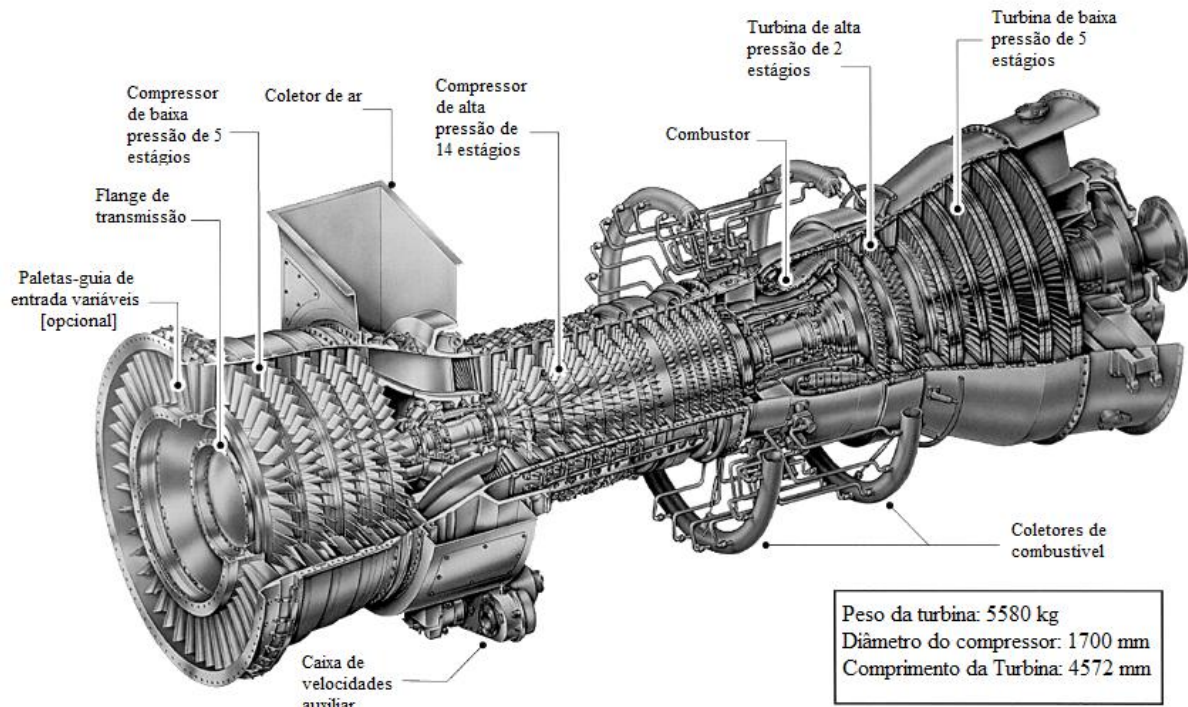
Tabela 3: Especificações técnicas de diferentes modelos da LM 6000

Tipo (60 Hz)	kW	Btu/kWh	kJ/kWh
LM6000 PC SPRINT - Gás Natural e injeção de água	50337	8457	8923
LM6000 PC - Gás Natural e injeção de água	43882	8511	8980
LM6000 PC - Gás Natural e injeção de vapor	43854	7879	8312
Condições: Potência nos terminais do gerador Nox = 25 ppm (Combustor anular - Água) 59° F / 15 °C, 60% RH 13,8kV , 0,85 pf Perdas: 0"/0" H ₂ O Entrada/Exaustão Combustível: Especificações do gás (19000 Btu/Lb , Lhr) a 77° / 25°C Paletas-guia de entrada variáveis - opção inclusa			

Fonte: GENERAL ELECTRIC (2008) (Adaptado)

Para esse estudo, foi selecionada a GE-LM6000 PC(60 Hz), que utiliza como combustível o gás natural com injeção de água. A injeção de água ou vapor é responsável por reduzir a produção de NO_x, óxidos de nitrogênio que são poluentes atmosféricos. De acordo com as especificações técnicas do produto, essa turbina a gás é capaz de fornecer 43882 kW de potência. É uma turbina de dois eixos, equipada com um compressor de baixa pressão e um compressor de alta pressão, uma câmara de combustão, uma turbina de alta pressão e uma de baixa pressão. Esse equipamento possui uma confiabilidade maior do que 99% e uma disponibilidade maior do que 98%. (GENERAL ELECTRIC, 2008). A GE-LM6000 é mostrada na figura 25 e seus componentes e características físicas são apresentados:

Figura 25: Turbina a gás GE-LM 6000



Fonte: GENERAL ELECTRIC (2008) (Adaptado)

- Componentes:
 - Compressor de baixa pressão de 5 estágios
 - Compressor de alta pressão de 14 estágios
 - Combustor anular
 - Turbina de alta pressão de 2 estágios refrigerada a ar
 - Turbina de baixa pressão de 5 estágios

- Características físicas:
 - Peso da turbina: 5580 kg
 - Diâmetro do compressor: 1700 mm
 - Comprimento da turbina: 4572 mm

3.3.1. GE-LM6000 operando em Ciclo Simples

A tabela 4 apresenta os dados obtidos da operação da UTE JF (2015) referentes à turbina a gás GE-LM6000 operando em ciclo simples.

Tabela 4: Dados fornecidos pela UTE JF da GE-LM 6000 operando em ciclo simples

Fluxo de ar (kg/s)	117,54	Temperatura de entrada na câmara (K)	814,33
Temperatura de entrada (K)	282,3	Temperatura de saída da câmara (K)	1549,67
Pressão de entrada (atm)	0,92124	PCI do combustível (kJ/kg)	45253000
Razão de pressão - primeiro compressor	2,3188	Trabalho de compressão 1 (W)	10142000
Razão de pressão - segundo compressor	12,893	Trabalho de compressão 2 (W)	53424000
Fluxo de combustível (kg/s)	2,32	Temperatura de saída da turbina (K)	760,02
Pressão de entrada na câmara (atm)	27,218	Potência gerada na turbina (W)	42882000

Fonte: UTE JF (2015)

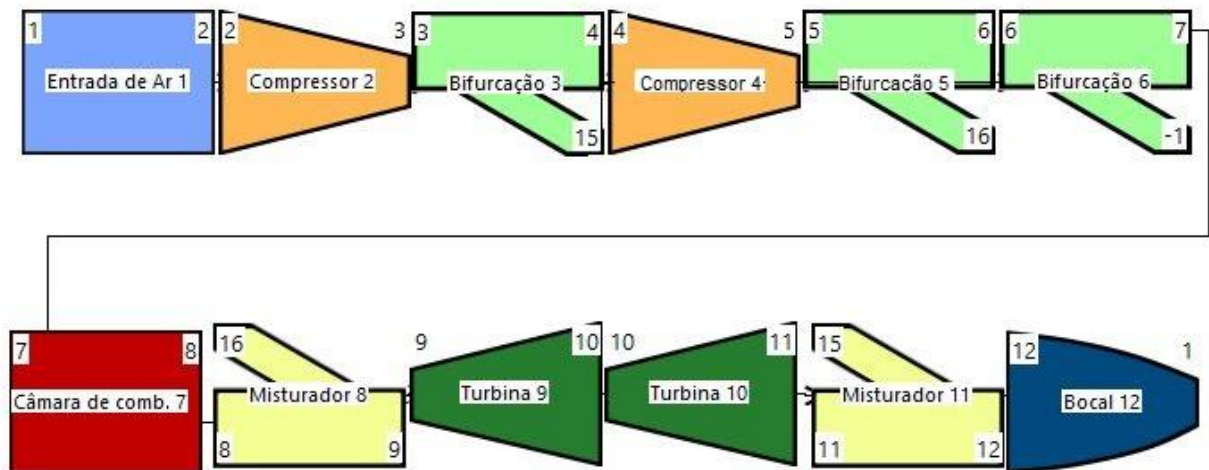
Dentre esses dados, é interessante destacar a temperatura de saída da turbina de 760,02 K, que representa um grande potencial energético para ser reaproveitado no ciclo inferior na configuração de ciclo geminado. Também notamos que a potência gerada na turbina de aproximadamente 42,9 MW é bem próxima à potência nominal de 43,882 MW dada na especificação técnica fornecida pela General Electric (2008). Outro ponto a se destacar é a grande potência que é utilizada para movimentar os compressores da turbina, o que impacta em uma diminuição da potência líquida gerada no ciclo.

3.4. Software DESTUR

Para auxiliar na análise do comportamento das turbinas a gás operando em ciclo geminado, foi utilizado o *software* DESTUR, que foi desenvolvido por Alves (2003) inspirado no *software* GTRANS, concebido na Universidade de Cranfield (Inglaterra) por Péricles Pilidis. O DESTUR é capaz de simular várias configurações de turbinas a gás operando em diferentes condições, seja no ponto de projeto ou fora do ponto de projeto, em regime permanente ou transitório. Esse modelo foi desenvolvido na linguagem de

programação Fortran e não leva em conta nenhum tipo de simplificação, utilizando equações completas de conservação de energia, massa e quantidade de movimento. O *software* permite que seja feita a simulação da turbina a partir da inserção dos parâmetros de todos os componentes presentes no equipamento. Como saída, o DESTUR fornece os valores de temperatura, pressão, fluxo de ar em cada ponto do ciclo, além de fatores referentes à cada componente, como trabalho de compressão e potência gerada na turbina. Para efeito de comparação, um motor virtual da turbina a gás GE-LM6000 foi simulado, a partir de dados obtidos da operação da UTE JF, operando em ciclo simples e, posteriormente, em ciclo geminado, permitindo o desenvolvimento de algumas conclusões a respeito dessa configuração. Inicialmente, modelou-se o motor com uma entrada de ar, um compressor de baixa pressão e um de alta pressão, câmara de combustão, uma turbina de baixa e uma de alta pressão e um bocal de saída. As bifurcações e os misturadores são empregados para associar cada compressor à sua respectiva turbina e para simular uma injeção de água na câmara de combustão. O esquema desse modelo pode ser visto na Figura 26:

Figura 26: Módulos da Turbina a gás GE-LM6000 no DESTUR

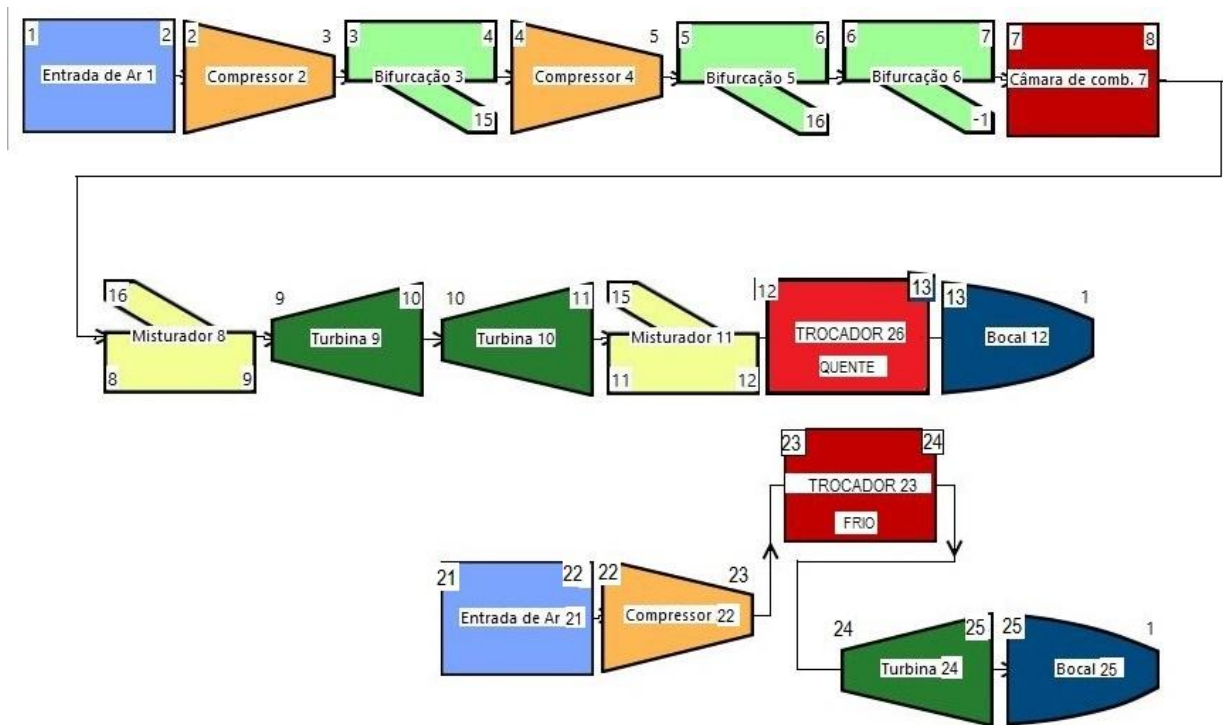


Fonte: Elaborado pelo autor

3.5. Ciclo Geminado

A fim de simular o motor virtual da turbina a gás GE-LM6000 operando em ciclo geminado, foram feitos alguns ajustes ao motor virtual de ciclo simples. Foi associado um trocador de calor de efetividade $\epsilon=0,8$, responsável por fazer o papel da câmara de combustão no ciclo inferior, uma nova entrada de ar, um compressor, uma turbina e um bocal de saída. O esquema do modelo do ciclo geminado é apresentado na Figura 27.

Figura 27: Módulos da LM 6000 no DESTUR operando em Ciclo Geminado



Fonte: Elaborado pelo autor

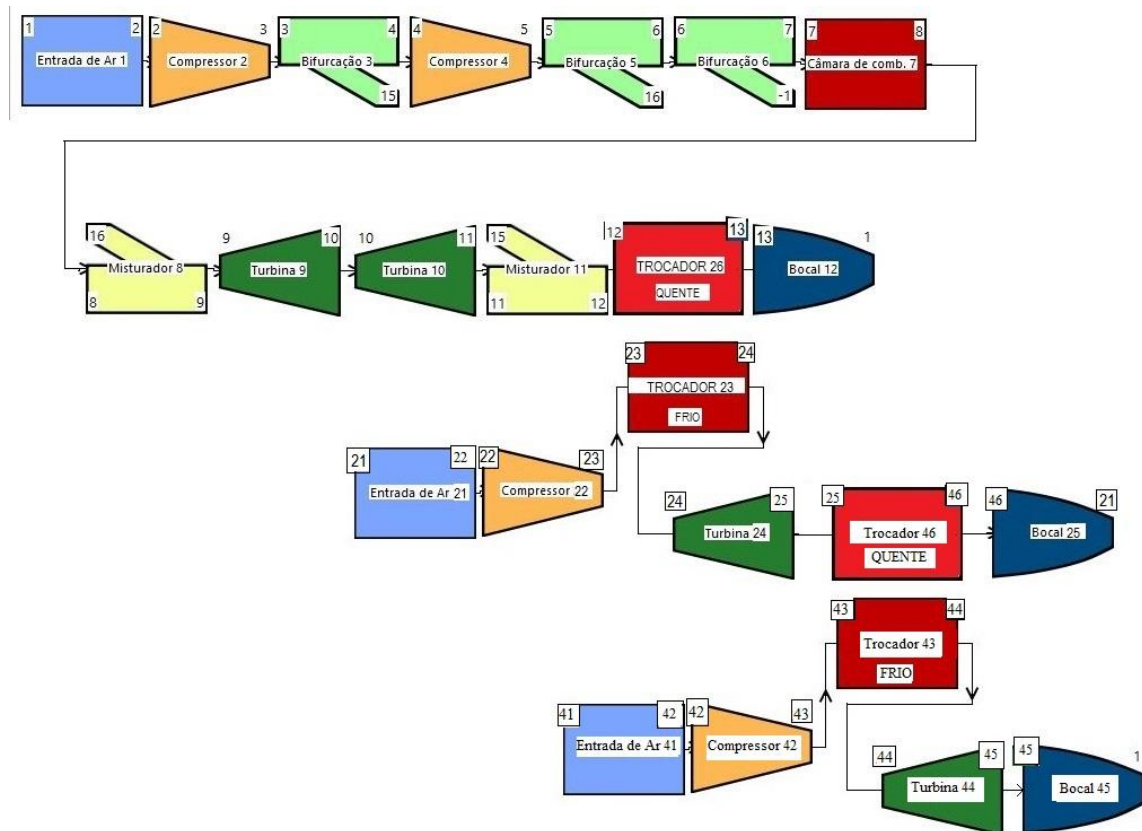
Para definir os parâmetros de entrada do ciclo inferior, os recursos do DESTUR foram utilizados. Com o auxílio do modo de ajuste de dados e aplicando uma condição onde as temperaturas no trocador de calor seriam razoáveis para resultar na melhor efetividade do trocador de calor, encontrou-se o fluxo de ar passando pela turbina inferior e pelo trocador. Para que a troca de calor fosse otimizada, esse fluxo de ar não pode apresentar um valor muito elevado, pois as temperaturas iriam decair muito, nem muito baixo pois a temperatura de saída no ciclo inferior ainda seria menor do que no ciclo superior. Nesses casos, a troca de

calor não atingiria o nível desejado. Dessa forma, foram realizadas as simulações para estudar o desempenho da GE-LM6000 ao operar em ciclo geminado e os resultados são apresentados mais adiante.

3.5.1. Ciclo Geminado: 2º estágio de geminação

Considerando que o ar quente da exaustão da turbina do ciclo inferior seja desprezado também a uma alta temperatura, torna-se interessante estudar a viabilidade de incorporação de um segundo estágio de geminação para aproveitar a energia desprezada na exaustão da turbina inferior, criando assim uma espécie de ciclo em cascata. Novamente com o auxílio do DESTUR, vamos modelar um novo estágio e verificar se esse potencial energético é capaz de alimentar uma nova turbina a gás de forma satisfatória. Para isso, de forma similar ao que foi feito para o primeiro estágio de geminação, adicionaremos um trocador de calor ao ciclo inferior. O esquema do novo ciclo é representado na Figura 28 e os resultados são mostrados na próxima seção.

Figura 28: Módulos da LM 6000 no DESTUR operando em Ciclo Geminado com dois estágios de geminação



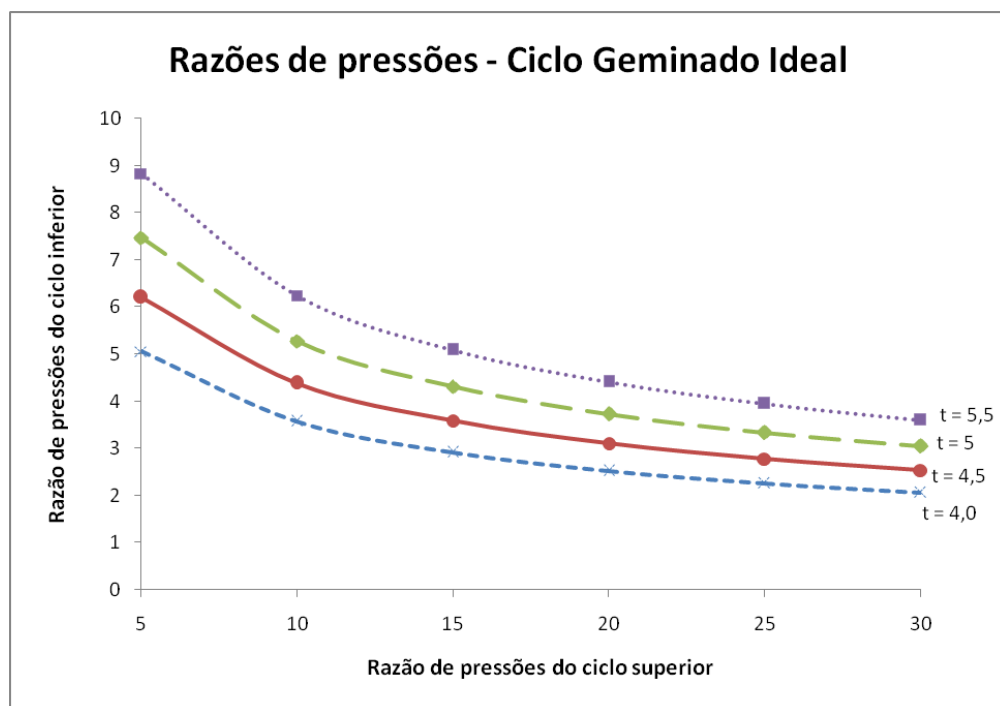
Fonte: Elaborado pelo autor

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Ciclo Geminado Ideal

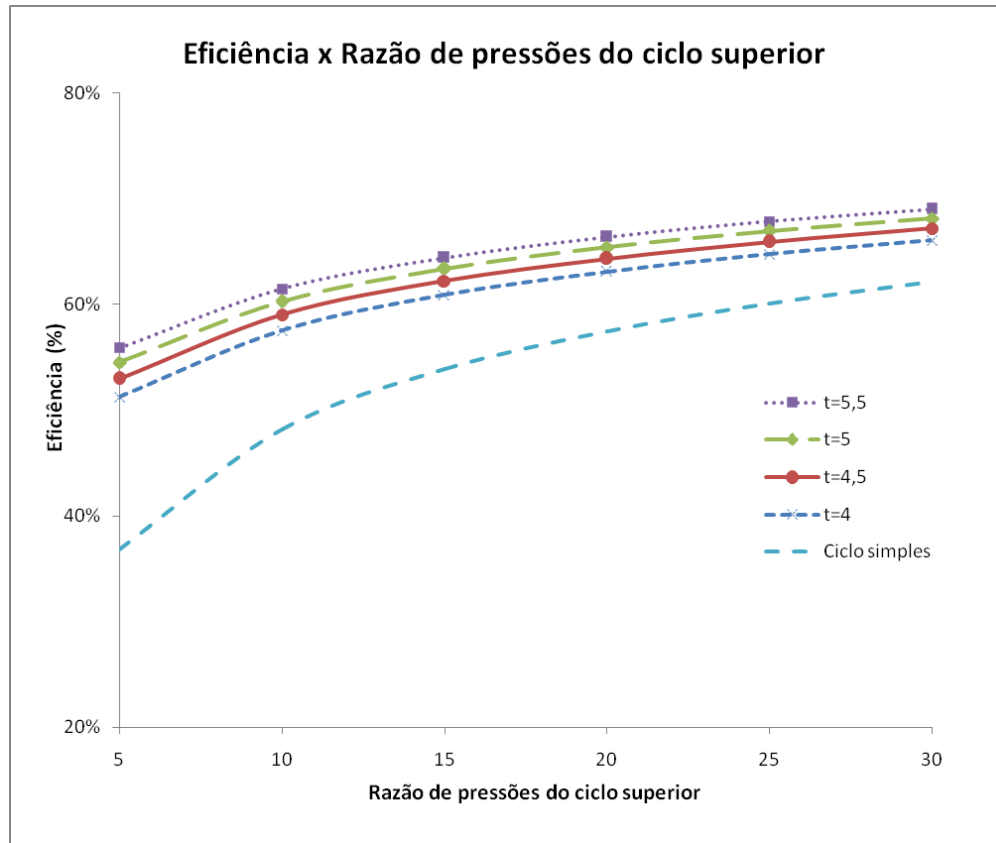
A partir da equação XX da eficiência máxima, podemos estabelecer a relação entre as razões de pressões nos ciclos superior e inferior para esse valor máximo. O gráfico 2 mostra a curva que correlaciona essas razões, para diferentes valores arbitrários de $t = T_3/T_1$. Além disso, podemos traçar a curva que relaciona a eficiência à variação da razão de pressões do ciclo superior. Essa curva é exibida no gráfico 3.

Gráfico 2: Relação entre as razões de pressões dos ciclos superior e inferior para eficiência máxima



Fonte: Elaborado pelo autor

Gráfico 3: Eficiência do ciclo em função da razão de pressão do ciclo superior



Fonte: Elaborado pelo autor

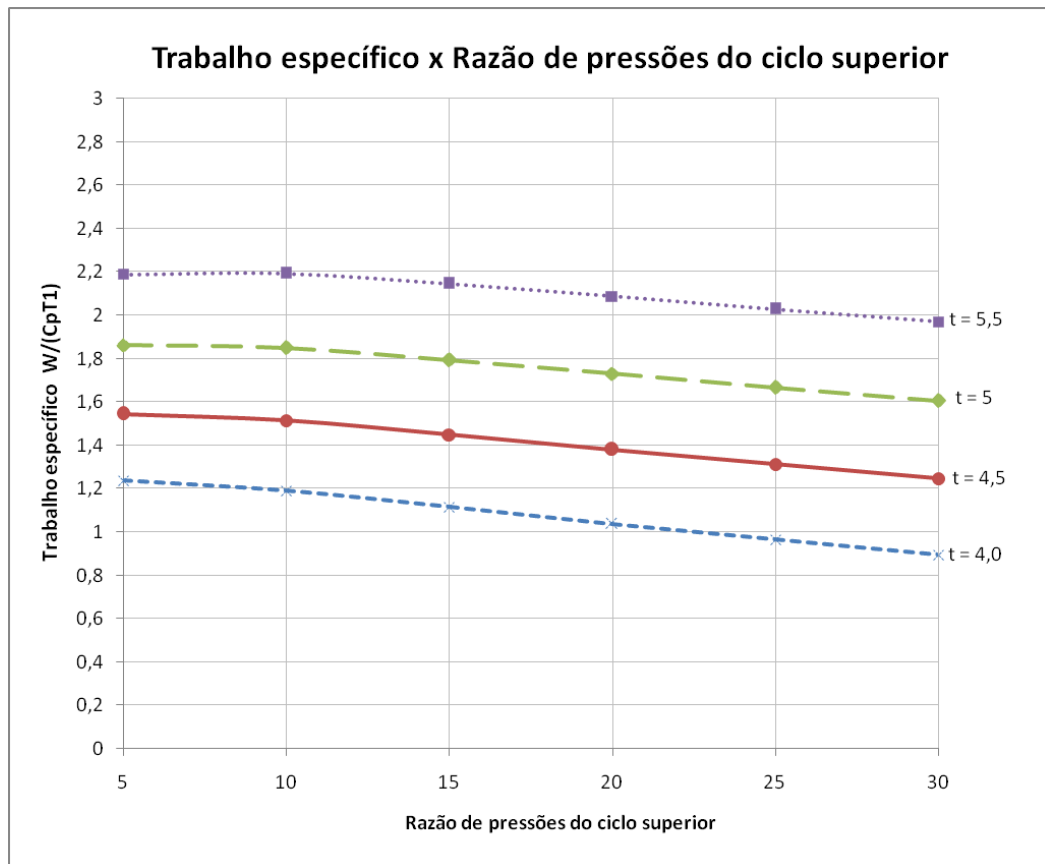
Pela análise do Gráfico 2, notamos que para eficiência máxima, a razão de pressões do ciclo inferior decai com o aumento da razão de pressões do ciclo superior. Esse decaimento é acentuado para valores mais baixos da razão de pressões do ciclo superior, mas se torna mais suave a partir de certo ponto, tendendo a se estabilizar para altas razões de pressões do ciclo superior. Também observamos que, para razão de pressões fixa do ciclo superior, quanto maior o valor de t maior é a razão de pressões do ciclo inferior para atingir eficiência máxima. Dado que t é a relação entre a temperatura de entrada na turbina do ciclo superior e a temperatura de entrada no ciclo superior (temperatura ambiente), concluímos que quanto maior a temperatura de entrada da turbina, maior é a razão de pressões do ciclo inferior para manter a máxima eficiência.

Já o Gráfico 3 mostra o ganho de eficiência na utilização do ciclo geminado quando comparado ao ciclo simples. Observando as curvas é possível perceber que esse ganho é maior quando analisamos o ciclo superior operando a baixos valores de razão de pressões. Além disso, quanto maior a temperatura de entrada na turbina do ciclo superior, maior é a

eficiência do ciclo geminado. Isso se deve ao fato de que uma maior quantidade de energia é fornecida à turbina, aumentando a potência gerada na turbina e a quantidade de energia fornecida ao ciclo inferior.

A partir da equação 4, traçamos o gráfico do trabalho específico máximo em função da variação da razão de pressões do ciclo superior para diferentes valores de t . As curvas são apresentadas no Gráfico 4.

Gráfico 4: Trabalho específico máximo em função da razão de pressões do ciclo superior



Fonte: Elaborado pelo autor

O Gráfico 4 mostra claramente a influência da temperatura de entrada da turbina e da razão de pressões no trabalho específico gerado. Para um valor de $t=4$, o trabalho específico variou de aproximadamente 0,9 a 1,2. Já para um valor de $t=5,5$, o trabalho específico encontrado variou de 2 a 2,2. Isso indica que a variação da razão de pressões não apresenta influência significativa no trabalho específico. No entanto, percebemos que a temperatura de entrada da turbina possui grande influência no trabalho gerado, visto que o trabalho máximo gerado para $t=5,5$ é quase duas vezes maior do que aquele gerado para $t=4$.

4.2. Estudo de caso: Turbina a gás GE-LM6000

4.2.1. Ciclo Simples

A partir dos dados de operação da GE-LM6000 fornecidos pela UTE JF, podemos fazer uma análise da sua eficiência térmica para avaliar os ganhos de incorporação do ciclo geminado. A eficiência da turbina operando em ciclo simples pode ser calculada da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{m}_{comb} \times PCI_{comb}} \quad (11)$$

Onde:

$\dot{W}_{turbina}$ - Potência gerada na turbina [W] = [J/s]

\dot{m}_{comb} - fluxo de combustível [kg/s]

PCI_{comb} - Poder calorífico inferior do combustível [J/kg]

Assim, a eficiência da turbina nessas condições de operação é:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{m}_f \times PCI} = \frac{42882000 \text{ W}}{2,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 45253000 \text{ J/kg}} = 0,4084 = 40,8\% \quad (12)$$

E a razão de trabalho reverso (*back work ratio*), pode ser encontrada por (MORAN et al., 2011):

$$bwr = \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{W}_{turbina}} \quad (13)$$

$$bwr = \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{W}_{turbina}} = \frac{63566000}{42882000 + 63566000} = 60\% \quad (14)$$

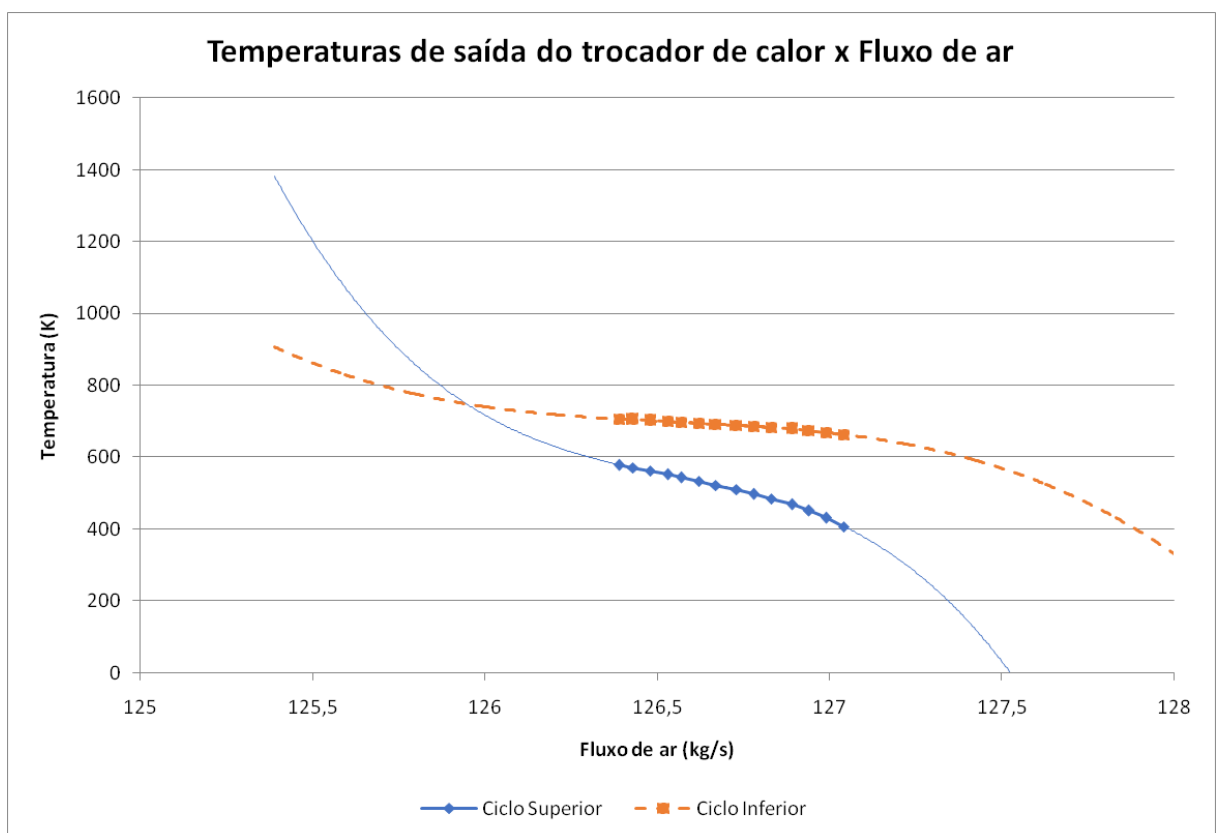
Dessa forma, nota-se que operando em ciclo simples a turbina apresenta uma eficiência que pode ser melhorada utilizando um sistema combinado de potência. Além disso, como mencionado anteriormente, os gases da exaustão deixam a turbina a uma temperatura de 760 K, o que significa um grande montante de energia desprezada na atmosfera. Já a razão de trabalho reverso apresentou um valor razoável de 60%, visto que valores típicos variam de 40

a 80%. A seguir são apresentados os resultados das simulações de ciclo geminado e uma análise sobre o ganho de potência e eficiência que essa configuração pode trazer.

4.2.2. Ciclo Geminado

Como já foi dito, para que o trocador de calor opere de forma eficiente e o ciclo geminado tenha bom desempenho, o fluxo de ar do ciclo inferior é um parâmetro importante. O Gráfico 5 mostra a variação das temperaturas de saída do trocador de calor em função do fluxo de ar no ciclo inferior. Assim, a partir da análise do gráfico e considerando as temperaturas de saída dos ciclos, concluímos que o fluxo de ar ideal para o ciclo inferior se encontra em torno de 126,5 kg/s, valor relativamente próximo ao do fluxo de ar do ciclo superior, fixado em 117,54 kg/s.

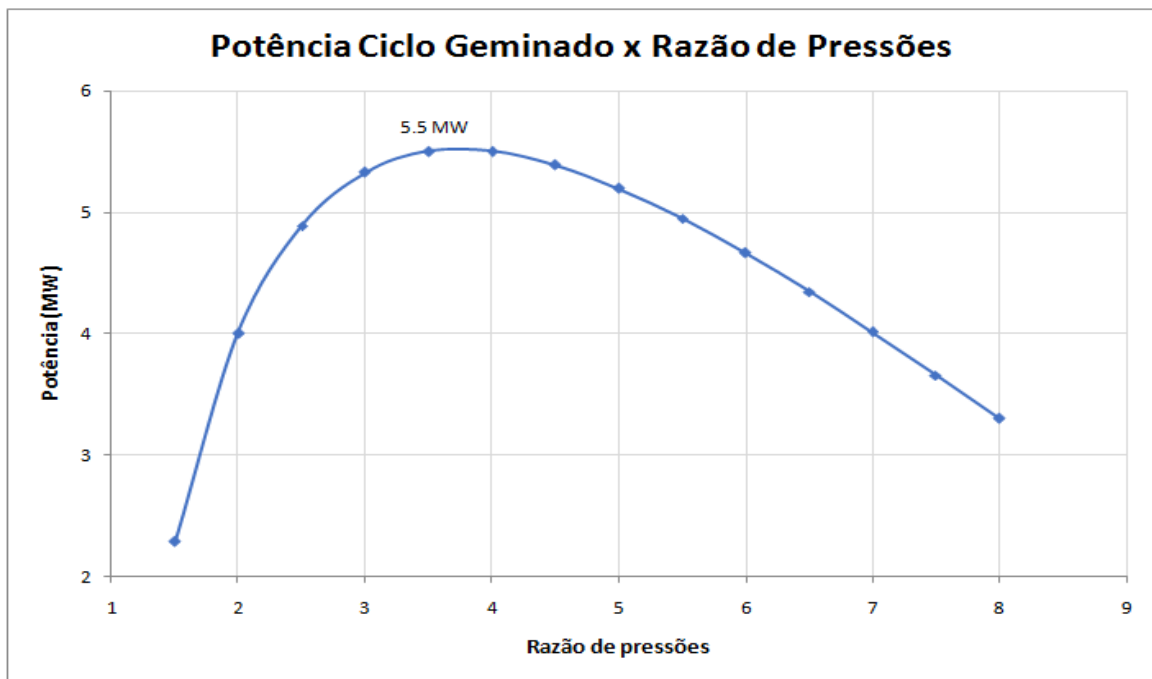
Gráfico 5: Temperaturas de saída do trocador de calor em função do fluxo de ar do ciclo inferior



Fonte: Elaborado pelo autor

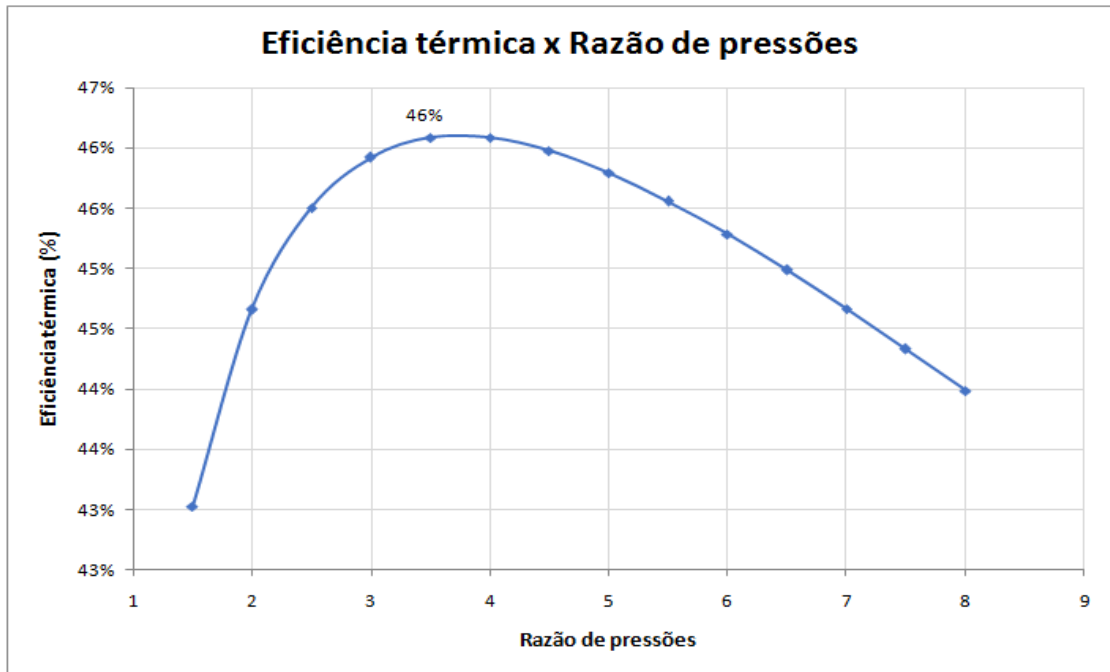
Com o propósito de definir a razão de pressões ótima para o ciclo inferior, esse valor foi variado de 2 a 8 em uma razão de 0,5. Com os dados de saída, percebemos que tanto a potência quanto a eficiência apresentam baixos valores para pequenas razões de pressões. À medida em que a razão de pressões vai aumentando, a eficiência e a potência aumentam até atingir um valor máximo, para uma razão de pressões entre 3,5 e 4, a partir da qual começam a decair novamente. O decaimento após atingir o valor máximo ocorre pois parâmetros como o fator de temperaturas t e a razão de pressões do ciclo superior foram fixados e, como mostrado anteriormente para o ciclo ideal, à medida que a razão de pressões do ciclo inferior aumenta, esses parâmetros deveriam variar para manter a potência e a eficiência máximas. Os Gráficos 6 e 7 ilustram essa situação.

Gráfico 6: Potência do Ciclo Inferior em função da razão de pressões no compressor



Fonte: Elaborado pelo autor

Gráfico 7: Eficiência do Ciclo Geminado em função da razão de pressões no compressor



Fonte: Elaborado pelo autor

Assim, definida a razão de pressões ótima, encontramos uma potência gerada no ciclo inferior em torno de 5,5 MW, que eleva a eficiência do ciclo geminado para 46% e resulta em uma potência total igual a 48,4 MW. Comparando esses valores àqueles encontrados na simulação de ciclo simples, isso representa um aumento de eficiência próximo a 5,2% e um ganho de potência de 12,8%. A nova razão de trabalho reverso é igual a:

$$bwr = \frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{W}_{turbina}} = \frac{63,57 + 17,33}{42,88 + 63,57 + 5,5 + 17,33} = 63\% \quad (15)$$

Esse valor é ligeiramente superior àquele encontrado para a operação em ciclo simples, entretanto ainda está dentro da faixa de valores típicos e mostra que 63% da potência que é produzida nas turbinas é utilizada para alimentar os compressores. Essa relação mostra a importância da eficiência dos compressores no rendimento global da turbina a gás.

A tabela 5 apresenta os resultados gerados pelo DESTUR e a eficiência calculada a partir desses resultados.

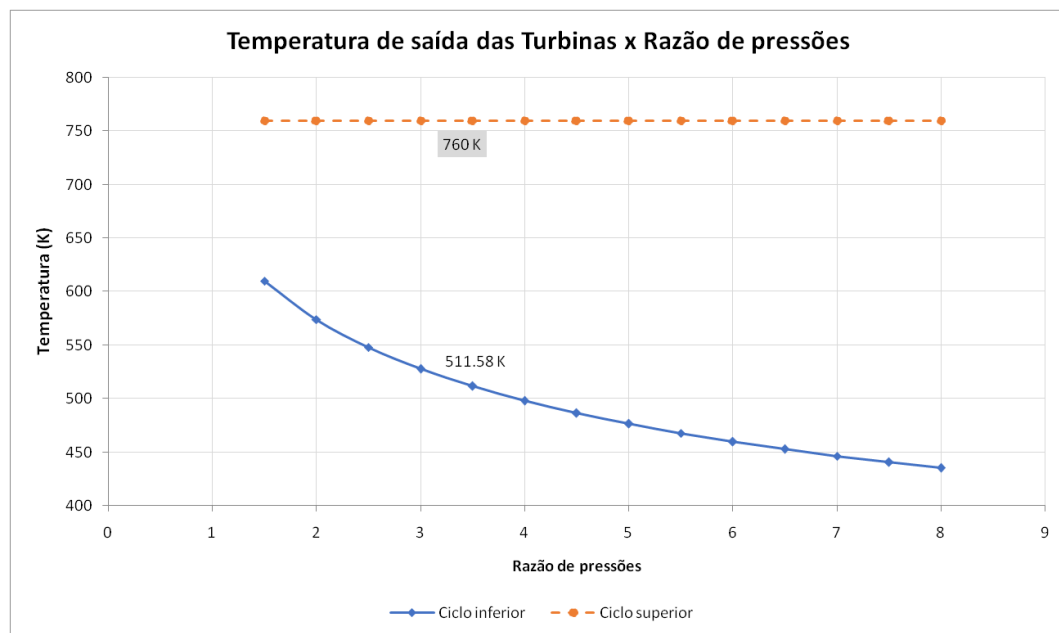
Tabela 5: Dados de operação do Ciclo Geminado gerados pelo DESTUR

Razão de pressões - compressor inferior	Potência turbina ciclo superior (W)	Temp. saída turbina superior (K)	Fluxo de ar - compressor inferior (kg/s)	Temp. saída turbina inferior (K)	Potência turbina ciclo inferior (W)	Trocador de Calor				Eficiência térmica (ciclo simples)	Eficiência térmica (ciclo geminado)	Ganho de eficiência	Ganho de potência (%)
						Tentra (K) Ciclo inferior	Tsai (K) Ciclo inferior	Tentra (K) Ciclo superior	Tsai (K) Ciclo superior				
1,5	42882000	760,02	127,04	609,88	2292200	321,19	663,79	749,44	406,84	41%	43%	2%	5%
2	42882000	760,02	126,99	574,03	4004800	351,57	669,87	749,44	431,14	41%	45%	4%	9%
2,5	42882000	760,02	126,94	548,01	4890800	376,85	674,92	749,44	451,36	41%	46%	5%	11%
3	42882000	760,02	126,89	527,86	5329500	398,68	679,29	749,44	468,82	41%	46%	5%	12%
3,5	42882000	760,02	126,83	511,58	5500700	417,98	683,15	749,44	484,27	40,8%	46,1%	5,2%	12,8%
4	42882000	760,02	126,78	498,02	5501300	435,35	686,62	749,44	498,17	40,8%	46,1%	5,2%	12,8%
4,5	42882000	760,02	126,73	486,47	5388100	451,19	689,79	749,44	510,84	41%	46%	5%	13%
5	42882000	760,02	126,67	476,45	5196400	465,78	692,71	749,44	522,51	41%	46%	5%	12%
5,5	42882000	760,02	126,62	467,64	4949400	479,32	695,42	749,44	533,34	41%	46%	5%	12%
6	42882000	760,02	126,57	459,8	4662700	491,97	697,95	749,44	543,46	41%	45%	4%	11%
6,5	42882000	760,02	126,53	452,75	4347400	503,86	700,32	749,44	552,97	41%	45%	4%	10%
7	42882000	760,02	126,48	446,37	4011300	515,09	702,57	749,44	561,95	41%	45%	4%	9%
7,5	42882000	760,02	126,43	440,55	3660200	525,72	704,7	749,44	570,46	41%	44%	3%	9%
8	42882000	760,02	126,39	435,21	3298300	535,84	706,72	749,44	578,56	41%	44%	3%	8%

Fonte: Elaborado pelo autor

Além disso, avaliando a temperatura de saída das duas turbinas em função da variação da razão de pressões, nota-se que a temperatura de saída da turbina superior é fixa igual a 760K e não depende desse parâmetro. Já no caso do ciclo inferior, a temperatura de saída da turbina decai de forma exponencial à medida que a razão de pressões aumenta. Isso ocorre porque à medida. Esse comportamento é ilustrado no Gráfico 8.

Gráfico 8: Temperatura de saída nas turbinas em função da razão de pressões do compressor do ciclo inferior



Fonte: Elaborado pelo autor

Como foi presumido, analisando a temperatura de saída da turbina inferior à razão de pressões que confere a maior potência e eficiência ao ciclo, identificamos que ainda existe um potencial energético na exaustão dessa turbina, onde ar quente é liberado para a atmosfera a uma temperatura de aproximadamente 512 K (239 °C). O ar liberado pode ser utilizado para aplicações em diversos tipos de indústrias como laticínios, panificação, fabricação de vidros e outras que necessitem de trabalhar com altas temperaturas (KOROBITSYN, 2002) ou para o aquecimento de ambientes (FARRELL, 1988). Simulações foram realizadas para avaliar a utilização desse ar quente na alimentação de uma nova turbina a gás e os resultados são apresentados a seguir.

4.2.3. Ciclo Geminado: 2º estágio de geminação

Para verificar se essa proposta de configuração seria viável, o ciclo foi modelado DESTUR e simulações foram realizadas para maximizar a potência na turbina 44 (segundo estágio de geminação), através da variação da razão de pressões no compressor 42, em uma faixa de valores de 1,5 a 6. Com isso, foi possível definir a melhor condição de operação do ciclo como um todo, levando-se em conta a combinação dos parâmetros do primeiro estágio de geminação e do segundo estágio. A Tabela 8 exibe os resultados encontrados:

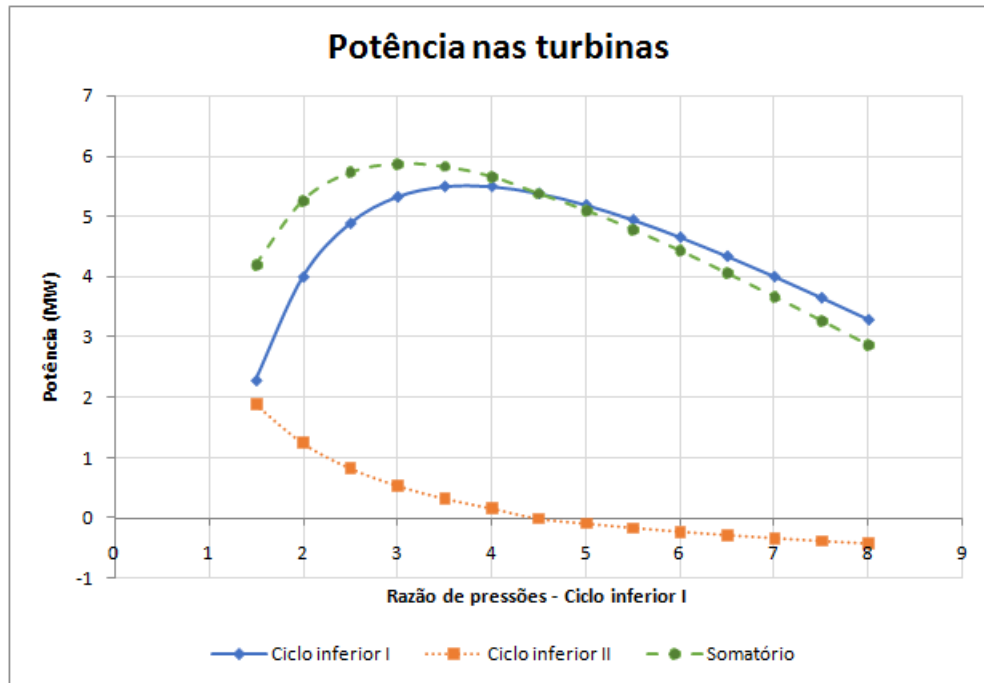
Tabela 6: Dados de operação da turbina a gás GE-LM 6000 operando com dois estágios de geminação

Ciclo Inferior I			Ciclo Inferior II							
T saída turbina 24 (K)	Potência turbina 24 (W)	Razão de pressões - Compressor 22	T ent. Trocador (K) (lado quente)	T saída trocador (K) (lado quente)	T ent. Trocador (K) (lado frio)	T saída trocador (K) (lado frio)	Razão de pressões comp. 42	Potência Turbina 44 (W)	T saída turbina 44	Σ (Potência turb. 24 + Potência turb. 44) (W)
609,88	2292200	1,5	609,88	440,85	379,31	563,77	2,553	1899700	453,4	4191900
574,03	4004800	2	574,03	421,51	366,38	532,5	2,283	1250400	439,77	5255200
548,01	4890800	2,5	548,01	407,59	357,13	509,83	2,103	830750	429,44	5721550
527,86	5329500	3	527,86	396,55	349,58	492,2	1,964	537480	421,53	5866980
511,58	5500700	3,5	511,58	387,41	343,16	477,9	1,851	321700	415,25	5822400
498,02	5501300	4	498,02	379,85	337,89	466	1,7619	157060	409,86	5658360
486,47	5388100	4,5	486,47	364,43	321,19	453,41	1,5	-13644	415,17	5374456
476,45	5196400	5	476,45	361,71	321,19	445,4	1,5	-94712	407,79	5101688
467,64	4949400	5,5	467,64	359,33	321,19	438,35	1,5	-166020	401,3	4783380
459,8	4662700	6	459,8	357,22	321,19	432,08	1,5	-229470	395,53	4433230
452,75	4347400	6,5	452,75	355,32	321,19	426,44	1,5	-286460	390,34	4060940
446,37	4011300	7	446,37	353,61	321,19	421,33	1,5	-338070	385,65	3673230
440,55	3660200	7,5	440,55	352,05	321,19	416,68	1,5	-385160	381,37	3275040
435,21	3298300	8	435,21	350,62	321,19	412,4	1,5	-428360	377,44	2869940

Fonte: Elaborado pelo autor

Com a análise da turbina, é possível perceber que a potência gerada na turbina do segundo estágio de geminação (turbina 44) é negativa para razões de pressões do ciclo inferior I acima de 4,5. Isso significa que, nessas condições, o trabalho gerado nessa turbina é insuficiente para fornecer potência ao compressor e seus auxiliares e ainda gerar trabalho líquido no sistema. Nesse caso, o trabalho de compressão e a potência utilizada para acionar outros componentes do ciclo são maiores do que a potência gerada na turbina e o ciclo se mostra inviável nessas condições. No entanto, para valores de razão de pressões do ciclo inferior I situados na faixa entre 4 e 1,5, a turbina é capaz de gerar potência. O Gráfico 12 ilustra essa situação:

Gráfico 9: Potência gerada nas turbinas dos ciclos inferiores



Fonte: Elaborado pelo autor

Como já foi mostrado antes, a potência gerada na turbina do primeiro ciclo inferior começa a aumentar com a razão de pressões desse ciclo até atingir um valor máximo, a partir do qual passa a decair. Esse valor é encontrado para razões de pressões entre 3,5 e 4 e essa variação está representada pela curva azul (sólida) no Gráfico 12 acima. Já no caso do segundo ciclo inferior, a potência gerada na turbina apresenta seu máximo para uma razão de pressões do primeiro ciclo de 1,5 e passa a decair até atingir valores abaixo de zero, como está mostrado pela linha laranja (pontilhada) no Gráfico 12. Portanto, torna-se interessante analisar o cenário onde a combinação dessas duas turbinas fornece o maior valor da potência. Assim, a linha verde (tracejada) no gráfico representa a soma dessas duas potências. É possível notar que nesse caso, o maior valor de potência é dado para uma razão de pressões do ciclo inferior I igual a 3. Consultando a tabela 8, vemos que nessas condições, o valor otimizado para a razão de pressões do segundo ciclo inferior é 1,964 e o somatório das potências é de 5866980 W ou 5,86 MW. Esse valor indica um ganho de potência de aproximadamente 0,37 MW comparado ao ciclo geminado de único estágio, o que representa em torno de 7% da potência gerada no ciclo inferior nessas condições e menos de 1% do valor da potência em ciclo simples. Portanto, a adição de um novo ciclo inferior deve ser cuidadosamente avaliada de acordo com o custo-benefício de instalação de um novo conjunto para o ganho de potência calculado.

4.2.4. Ciclo Geminado Ideal aplicado ao caso da GE-LM6000

Com os dados encontrados a partir das simulações de ciclo geminado realizadas com o DESTUR, aplicamos as formulações de ciclo ideal desenvolvidas anteriormente para verificar o comportamento da GE-LM6000 operando em ciclo geminado ideal. Esses resultados são apresentados na tabela 7.

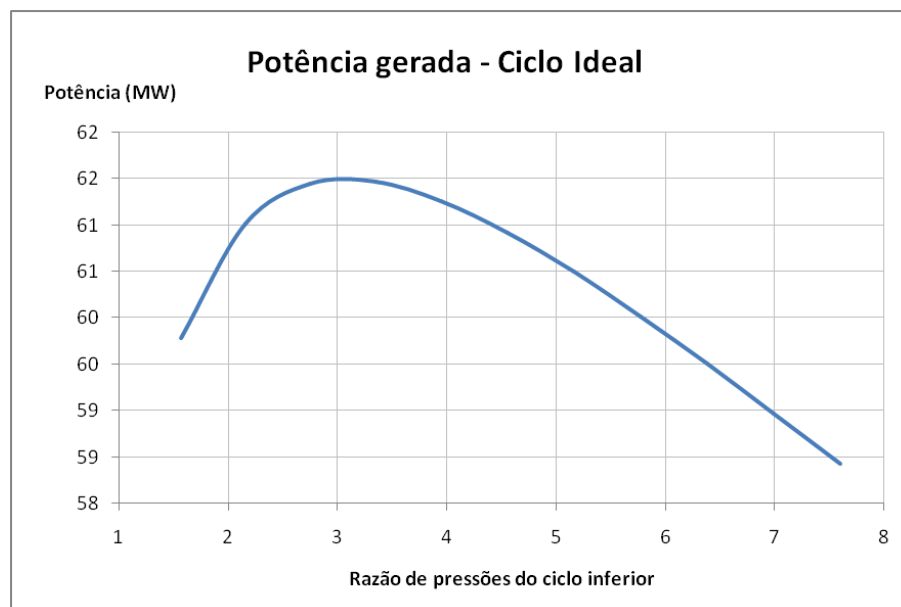
Tabela 7: Resultados para o Ciclo Geminado Ideal

T3 (K)	T2 (K)	T1 (K)	T2' (K)	a	t	b	r_{inf}	Eficiência	Trabalho Específico (W/cp.T1)	Trabalho (kJ/kg)	Potência (MW)
1549,7	814,3	282,3	321,2	2,885	5,490	1,138	1,6	69%	1,795	508,63	59,8
1549,7	814,3	282,3	351,6	2,885	5,490	1,245	2,2	70%	1,831	519,09	61,0
1549,7	814,3	282,3	376,9	2,885	5,490	1,335	2,7	71%	1,844	522,77	61,4
1549,7	814,3	282,3	398,7	2,885	5,490	1,412	3,3	71%	1,845	522,97	61,5
1549,7	814,3	282,3	418,0	2,885	5,490	1,481	3,9	71%	1,839	521,23	61,3
1549,7	814,3	282,3	435,4	2,885	5,490	1,542	4,6	70%	1,829	518,32	60,9
1549,7	814,3	282,3	451,2	2,885	5,490	1,598	5,2	70%	1,816	514,70	60,5
1549,7	814,3	282,3	465,8	2,885	5,490	1,650	5,8	69%	1,802	510,62	60,0
1549,7	814,3	282,3	479,3	2,885	5,490	1,698	6,4	69%	1,786	506,26	59,5
1549,7	814,3	282,3	492,0	2,885	5,490	1,743	7,0	68%	1,770	501,73	59,0
1549,7	814,3	282,3	503,9	2,885	5,490	1,785	7,6	67%	1,754	497,10	58,4

Fonte: Elaborado pelo autor

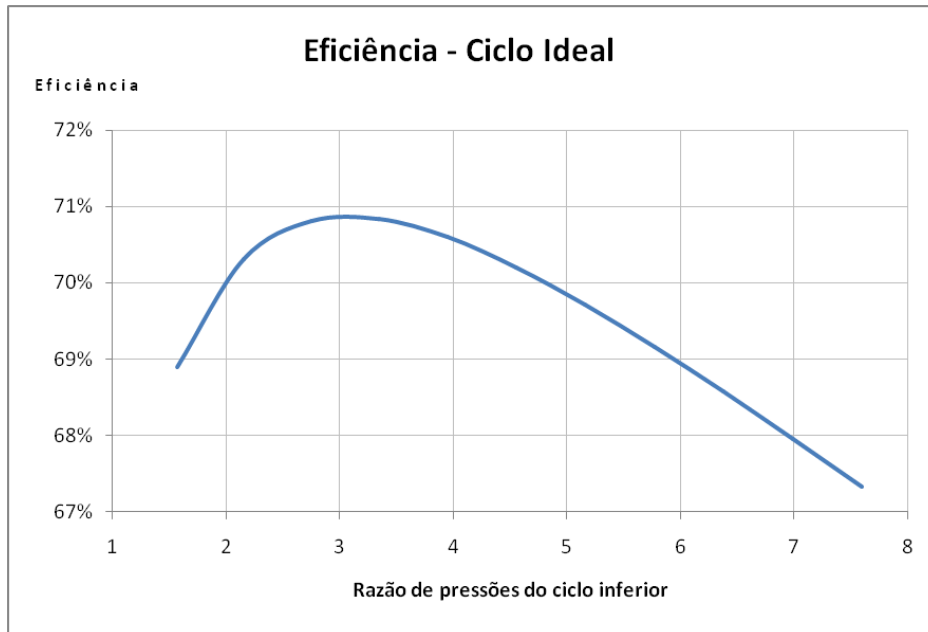
Os Gráficos 10 e 11 ilustram, respectivamente, a variação da potência gerada e a eficiência do ciclo geminado ideal em função da razão de pressões do ciclo inferior.

Gráfico 9: Potência gerada em função da razão de pressões do ciclo inferior (caso ideal)



Fonte: Elaborado pelo autor

Gráfico 10: Eficiência em função da razão de pressões do ciclo inferior (caso ideal)



Fonte: Elaborado pelo autor

É possível perceber que tanto o pico de potência quanto o de eficiência são dados para uma razão de pressões $r_{inf}=3$. No caso da potência, o valor máximo atingido foi de 61,5 MW, aproximadamente 27% superior à máxima potência encontrada nas simulações de ciclo real realizadas no DESTUR. Já no caso da eficiência, essa apresentou seu valor máximo igual a 71%, uma diferença de 25% quando comparada aos resultados das simulações de ciclo real, e de aproximadamente 8% quando comparada ao ciclo simples ideal. Como sabemos, essas diferenças se devem ao fato de a análise de ciclo ideal desconsiderar as inúmeras perdas que acontecem nos componentes do ciclo real.

5. CONCLUSÕES

Com o desenvolvimento do trabalho, encontramos que a aplicação do ciclo geminado à turbina a gás GE-LM6000 geraria um aumento substancial em torno de 5,5 MW na potência do ciclo, passando de 42,88 MW na operação em ciclo simples para aproximadamente 48,38 MW em ciclo geminado. Com isso, a eficiência passaria de 40,8% para 46,1%, o que representa um aumento de 5,3%.

Aplicando um 2º estágio de ciclo geminado, foi encontrado que esse sistema geraria um ganho de potência de aproximadamente 0,37 MW, o que representa um pequeno ganho em eficiência. Portanto, o custo-benefício de implantação de uma terceira turbina no ciclo

deve ser avaliado levando-se em consideração a potência gerada e o custo de instalação desse equipamento, além da destinação que será dada ao ciclo.

Por outro lado, a exaustão da segunda turbina fornece ar puro em elevadas temperaturas e que pode ser utilizado para aquecimento de ambientes e também em inúmeros processos industriais, como fabricação de vidros, indústrias de panificação e laticínios.

O ciclo combinado a vapor já se configura como tecnologia dominante atualmente na geração de energia e, como foi mostrado, pode alcançar eficiências de até 60%. No entanto, esse ciclo é indicado para aplicações de larga escala. Para aplicações de pequena e média escala, o ciclo geminado já se torna mais viável.

O ciclo Rankine orgânico, pela sua capacidade de operar a partir de fontes de baixa temperatura, é uma boa opção para trabalhar em sistema combinado com uma turbina a gás, por exemplo. Dessa forma, apesar de apresentar um ganho de eficiência relativamente inferior àquele conseguido no ciclo geminado, esse ciclo se mostrou como o principal concorrente pelos resultados encontrados.

Os ciclos com CO₂ supercrítico é capaz de aumentar a eficiência do sistema para valores em torno de até 50%, com a vantagem de serem extremamente compactos e mais simples quando comparados aos ciclos combinados a vapor. Entretanto, ainda demanda muito estudo para demonstrar-se completamente sob controle, devido à dificuldade em se manusear e trabalhar com um fluido em estado supercrítico. Dessa forma, a curto prazo o ciclo geminado ainda se mostra como uma melhor opção.

Concluindo, o estudo mostrou que o ciclo geminado apresenta um excelente potencial para aumentar a eficiência das turbinas a gás operando em ciclo simples. Pode ser empregado para geração de energia em indústrias, gerando economia considerável. Além disso, é uma excelente opção para ser utilizado nas indústrias petroquímicas, principalmente nas plataformas *offshore*, onde são utilizadas turbinas a gás e a aplicação de ciclos combinados a vapor não consiste de uma alternativa viável.

5.1. Sugestões de trabalhos futuros

Para complementar o trabalho realizado a respeito do ciclo geminado, apresentamos interessantes propostas de trabalhos futuros:

- Estudo do trocador de calor a ser empregado no ciclo geminado, visto que esse componente é um dos componentes-chave para garantir que o ciclo funcione de maneira viável.

- Análise exergética do ciclo geminado e sua respectiva comparação com os outros ciclos apresentados a fim de se obter outro parâmetro de comparação para essa proposta.
- Estudo do ciclo geminado operando fora do ponto de projeto (off-design), com a modelagem do comportamento de cada equipamento da turbina a gás em sua faixa de operações.
- Projeto da turbina inferior, com seleção do compressor, câmara de combustão e turbina de potência, além da avaliação do custo desse equipamento
- Avaliação termo-econômica do Ciclo Geminado

REFERÊNCIAS

ALVES, M. Transitório Não Adiabático de Turbinas a Gás. São José dos Campos, SP, 2003. Instituto Tecnológico de Aeronáutica.

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

BOYCE, M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 2. ed. [S.l.]: Gulf Professional Publishing, 2002.

CHO, J. et al. Development of the turbomachinery for the supercritical carbon dioxide power cycle. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, n. 40, p. 587 – 599, 2016.

CLEMENTE, S. et al. Bottoming organic Rankine cycle for a small scale gas turbine: A comparison of different solutions. Applied Energy, n. 106, p. 355 – 364, 2013.

DOSTAL, V.; DRISCOLL, M.; HEJZLAR, P. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. 2004.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2016: ano base 2015. [S.l.], 2016.

GENERAL ELECTRIC (United States). William M. Farrell. Air Cycle Thermodynamic Conversion System. US nº 4751914, 21 jun. 1985, 21 jun. 1988.

GENERAL ELECTRIC ENERGY. LM6000-50/60 HZ Gas Turbine Generator Set Product Specification. [S.l.], 2008.

KANG, S. H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. ELSEVIER Energy, n. 41, p. 514 – 524, March 2012.

KOROBITSYN, M. Industrial applications of the air bottoming cycle. Energy Conversion and Management, n. 43, p. 1311 – 1322, 2002.

KULHÁNEK, M.; DOSTÁL, V. Supercritical Carbon Dioxide Cycles Thermodynamic Analysis and Comparison. In: CO2 POWER CYCLE SYMPOSIUM, 2011, Boulder, CO. [S.l.], 2011.

LEFEBVRE, A. H.; BALLAL, D. R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. 3. ed. [S.l.]: CRC Press, 2010.

MORAN, M. J. et al. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 7. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., 2011.

PERSICHILI, M. et al. Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam. In: POWER-GEN INDIA & CENTRAL ASIA, 2012, Akron, OH. [S.l.]: Echogen Power Systems LLC, 2012.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, n. 22, p. 168 – 186, March 2013.

SANDIA NATIONAL LABORATORIES (United States). Supercritical CO₂-Brayton Cycle. 2015. Disponível em: <<http://energy.sandia.gov/energy/renewable-energy/supercritical-co2/>>. Acesso em: 23 maio 2017.

SARAVANAMUTTOO, H.; ROGERS, G.; COHEN, H. Gas Turbine Theory. 4. ed. [S.l.]: Longman Group Limited, 1996.

SILVA, J. A. R. da. Projecto de um Ciclo de Rankine Orgânico para a Produção de 1 MW de Eletricidade. 2010. 324 p. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. Fundamentos da Termodinâmica. Tradução da 6ª edição americana. [S.l.]: Editora Edgard Blucher LTDA., 2003.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. Fundamentos da termodinâmica. Tradução da 7ª edição americana. [S.l.]: Blucher, 2009.

SPLIETHOFF, H.; SCHUSTER, A. The Organic Rankine Cycle – Power Production from Low Temperature Heat. In: ELECTRICITY GENERATION, COMBINED HEAT AND POWER, 2006, Strasbourg. [S.l.], 2006.

UTE - JF : USINA TERMELÉTRICA DE JUIZ DE FORA PETROBRAS. Dados de operação da turbina a gás GE-LM6000. TG1A: dia 17/09/15.

VELOSO, T. G. C. Otimização da Implantação de Sistemas ORC em uma FPSO Brasileira. 2015. 156 p. Dissertação (PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ.

WALNUM, H. T. et al. Modelling and simulation of CO₂ (carbon dioxide) bottoming cycles for offshore oil and gas installations at design and off-design conditions. *ELSEVIER Energy*, n. 59, p. 513 – 520, 2013.

WILL ALIBRANDI (United States). Power Systems. Forecast International: Gas Turbine Power Generation Market Entering Period of Sustained Growth. 2014. Disponível em: <<https://www.forecastinternational.com/press/release.cfm?article=12350>>. Acesso em: 29 maio 2017.

APÊNDICE A - Rendimento do Ciclo padrão Brayton

O rendimento do ciclo padrão Brayton pode ser encontrado da seguinte forma (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2009):

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{q_L}{q_H} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (\text{A.1})$$

No entanto, assumindo adição e rejeição de calor à pressão constante, temos:

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad (\text{A.5})$$

Logo:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}} \quad (\text{A.6})$$

APÊNDICE B - Eficiência do Ciclo Geminado

A eficiência do ciclo será dada pela razão entre a potência gerada nas turbinas superior e inferior, e o calor fornecido ao sistema na câmara de combustão do ciclo superior. Assim:

$$W_{líq_sup} = W_{t_sup} - W_{c_sup} \quad (B.1)$$

$$|W_{c_sup}| = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad (B.2)$$

$$W_{t_sup} = h_3 - h_4 = C_p (T_3 - T_4) \quad (B.3)$$

Logo:

$$W_{líq_sup} = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \quad (B.4)$$

$$W_{líq_sup} = C_p (T_3 - T_4 - T_2 + T_1) \quad (B.5)$$

E de forma similar para o ciclo inferior:

$$W_{líq_inf} = W_{t_inf} - W_{c_inf} \quad (B.6)$$

$$|W_{c_inf}| = h_2' - h_1 = C_p (T_2' - T_1) \quad (B.7)$$

$$W_{t_inf} = h_3' - h_4' = C_p (T_3' - T_4') \quad (B.8)$$

$$W_{líq_inf} = C_p (T_3' - T_4') - C_p (T_2' - T_1) \quad (B.9)$$

$$W_{líq_inf} = C_p (T_3' - T_4' - T_2' + T_1) \quad (B.10)$$

E o calor transferido ao ciclo durante a combustão é dado por:

$$q_H = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \quad (B.11)$$

Portanto, a eficiência do ciclo geminado é:

$$\eta = \frac{W_{líq_sup} + W_{líq_inf}}{q_H} \quad (B.12)$$

$$\eta = \frac{C_p (T_3 - T_4 - T_2 + T_1) + C_p (T_3' - T_4' - T_2' + T_1)}{C_p (T_3 - T_2)}$$

$$\eta = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) + (T_3' - T_4') - (T_2' - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_2} - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} + \frac{T_3' - T_2'}{T_3 - T_2} - \frac{T_4' - T_1}{T_3 - T_2}$$

Fazendo:

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

$$b = \left(\frac{P_2'}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2'}{T_1}$$

Também sabemos que:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{T_3'}{T_4'} = \frac{T_2'}{T_1}$$

Assim:

$$T_4 = \frac{T_3 T_1}{T_2} = \frac{T_3}{a}$$

$$T_2 = a T_1$$

$$T_2' = b T_1$$

$$T_4' = \frac{T_3' T_1}{T_2'} = \frac{T_3'}{b}$$

Portanto:

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_3}{a} - T_1}{T_3 - a T_1} + \frac{T_3' - b T_1}{T_3 - a T_1} - \frac{\frac{T_3'}{b} - T_1}{T_3 - a T_1}$$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{1}{a}(T_3 - a T_1)}{T_3 - a T_1} + \frac{\frac{T_3}{a} - b T_1}{T_3 - a T_1} - \frac{\frac{T_3}{ab} - T_1}{T_3 - a T_1}$$

com

$$t = \frac{T_3}{T_1}$$

tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{1}{a} + \frac{\frac{t}{a} - b}{t - a} - \frac{\frac{t}{ab} - 1}{t - a} = 1 - \frac{1}{a} + \frac{tb - ab^2 - t + ab}{ab(t - a)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{a} - \frac{ab^2 - (t + a)b + t}{ab(t - a)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{a} - \frac{(b - 1)(b - \frac{t}{a})}{b(t - a)}$$

$$\boxed{\eta = 1 - \frac{1}{a} + \frac{(b - 1)(t - ab)}{ab(t - a)}} \quad (\text{B.13})$$

A partir da equação da eficiência encontrada, é possível encontrar a equação para a máxima eficiência do ciclo, além da respectiva razão de pressões do ciclo inferior:

$$\frac{d\eta}{db} = 0 \rightarrow \frac{d}{db} \left(1 - \frac{1}{a} - \frac{(b - 1)(ab - t)}{ab(t - a)} \right) = 0$$

$$\frac{d}{db} [b^{-1}(b - 1)(ab - t)] = (ab - t)b^{-1} + (b - 1)b^{-1}a - (b - 1)(ab - t)b^{-2} = 0$$

$$ab^2 - tb + ab^2 - ab - ab^2 + ab + tb - t = ab^2 - t = 0$$

Assim, para rendimento máximo, o fator b e a razão de pressões do ciclo inferior são dados por:

$$\boxed{b = \sqrt{\frac{t}{a}}} \quad (\text{B.14})$$

$$\boxed{r_{inf} = b^{\frac{k}{k-1}}} \quad (\text{B.15})$$

E a eficiência máxima é:

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \frac{1}{a} + \frac{1}{a} \left(\frac{\sqrt{t} - \sqrt{a}}{\sqrt{t} + \sqrt{a}} \right)$$

$$\eta_{m\acute{a}x} = 1 - \frac{1}{a} + \frac{1}{a} \left(\frac{(\sqrt{t} - \sqrt{a})^2}{t - a} \right)$$

(B.16)

APÊNDICE C - Trabalho específico do Ciclo Geminado

O trabalho específico do Ciclo Geminado pode ser calculado de forma análoga ao que foi utilizado para o cálculo da eficiência no Apêndice B. Dessa forma:

$$W = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) + C_p (T_3' - T_4') - C_p (T_2' - T_1) \quad (\text{C.1})$$

$$\frac{W}{C_p} = \left(T_3 - \frac{T_3}{a} \right) - (aT_1 - T_1) + \left(T_3' - \frac{T_3'}{b} \right) - (bT_1 - T_1) \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{W}{C_p} = T_3 \left(1 - \frac{1}{a} \right) - T_1(a - 1) + \frac{T_3}{a} \left(1 - \frac{1}{b} \right) - T_1(b - 1) \quad (\text{C.3})$$

$$\boxed{\frac{W}{C_p T_1} = t \left(1 - \frac{1}{a} \right) - (a - 1) + \frac{t}{a} \left(1 - \frac{1}{b} \right) - (b - 1)} \quad (\text{C.4})$$

Derivando a equação encontrada em função da razão de pressões do ciclo inferior, encontramos o trabalho específico máximo e a respectiva razão de pressões do ciclo inferior:

$$\frac{d}{db} \left(\frac{W}{C_p T_1} \right) = \frac{d}{db} \left(\frac{t}{a} - \frac{t}{ab} - b + 1 \right) = \frac{t}{ab^2} - 1 = 0$$

$$\boxed{b = \sqrt{\frac{t}{a}}} \quad (\text{C.5})$$

$$\boxed{r_{inf} = b^{\frac{k}{k-1}}} \quad (\text{C.6})$$

$$\boxed{\left(\frac{W}{C_p T_1} \right)_{m\acute{a}x} = t \left(1 - \frac{1}{a} \right) - (a - 1) + \left(\sqrt{\frac{t}{a}} - 1 \right)^2} \quad (\text{C.7})$$

ANEXO A – Termo de Autenticidade



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 de Produção 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, ____ de _____ de 20____.

NOME LEGÍVEL DO ALUNO (A)

Matrícula

ASSINATURA

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.