

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Pedro César Corrêa Carvalho

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TERMELÉTRICA
OPERANDO COM CICLO COMBINADO
BRAYTON-RANKINE**

Santa Maria, RS
2021

Pedro César Corrêa Carvalho

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TERMELÉTRICA OPERANDO COM
CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Engenheiro Mecânico**.

Orientador: Prof. Eduardo Xavier Barreto

Santa Maria, RS
2021

Pedro César Corrêa Carvalho

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TERMELÉTRICA OPERANDO COM
CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Engenheiro Mecânico**.

Aprovado em 8 de novembro de 2021.

Eduardo Xavier Barreto, Dr (UFSM)
(Presidente / Orientador)

Carlos Eduardo Guex Falcão, Dr (UFSM)

Giuliano Demarco, Dr (UFSM)

Santa Maria, RS
2021

AGRADECIMENTOS

Esse trabalho só pode ser realizado graças a Deus, familiares, amigos e minha namorada. Todos sempre me apoiaram e me ajudaram nas dificuldades durante o processo de elaboração deste trabalho. Agradeço a todos que de alguma forma contribuíram para o meu desenvolvimento acadêmico até aqui sejam colegas de curso e professores, em especial aos professores das disciplinas das áreas técnicas.

Agradeço ao meu pai, Benedito, e minha mãe, Doriane, pelo apoio e incentivo durante toda a graduação, agradeço a minha irmã Maria e, meus amigos que conheci durante a faculdade, Lapazini, Gabriel, Aleff, Vitor e Alexandre por sempre estarem juntos para somar nos momentos mais difíceis da graduação. Agradeço a minha namorada Rhayssa por sempre me ajudar e incentivar durante a elaboração desse trabalho.

*“Quando tudo parecer dar errado em sua vida,
lembre-se que o avião decola contra o vento, e não
a favor dele. ”*

(Henry Ford)

RESUMO

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TERMELÉTRICA OPERANDO COM CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE

AUTOR: Pedro César Corrêa Carvalho
ORIENTADOR: Eduardo Xavier Barreto

A geração de energia termelétrica é necessária para os dias de hoje e para o futuro, pois mesmo tendo muitas questões contra, como a poluição e escassez dos principais combustíveis utilizados a geração termelétrica corresponde a grande parte da energia total utilizada no mundo e garante segurança energética. No Brasil a geração termelétrica tem importante papel na matriz energética do país especialmente quando o regime de chuvas é escasso. O desenvolvimento tecnológico nesse setor objetivando o aumento de eficiência bem como, utilização de combustíveis renováveis ou menos poluentes e a diminuição dos custos é de sumo interesse. Com isso, esse trabalho vem desenvolver um ciclo combinado mais eficiente a partir de um arranjo diferente dos dispositivos comumente usados e, utilizando ferramenta de simulação computacional para otimizar as eficiências energéticas e exergéticas do ciclo proposto.

Palavras-chave: Ciclo termodinâmico. Brayton-Rankine. Análise termodinâmica. Eficiência. Exergia.

ABSTRACT

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A THERMAL POWER PLANT OPERATING WITH A BRAYTON-RANKINE COMBINED CYCLE

AUTHOR: Pedro César Corrêa Carvalho

ADVISOR: Eduardo Xavier Barreto

The generation of thermoelectric energy is necessary for today and for the future, as even with many issues against it, such as pollution and scarcity of the main fuels used, thermoelectric generation corresponds to a large part of the total energy used in the world and guarantees energy security. In Brazil, thermoelectric generation have an important role in the country's energy matrix, especially when rainfall is scarce. The technological development in this sector aimed at increasing efficiency as well as, using renewable or less polluting fuels and reducing costs is of paramount interest. Thus, this work comes to develop a more efficient combined cycle, from a different arrangement the devices used and, using a computer simulation tool to optimize the energy and exergy efficiencies of the proposed cycle.

Keywords: Thermodynamic cycle. Brayton-rankine. Thermodynamic analyze. Efficiency. Exergy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo Rankine padrão.....	18
Figura 2 – Ciclo Rankine com Reaquecimento.....	19
Figura 3 – Ciclo Rankine com regeneração.....	20
Figura 4 – Ciclo Rankine com aquecedor de água de alimentação fechado	21
Figura 5 – Ciclo Rankine com misturador e aquecedor de água de alimentação fechado	22
Figura 6 – Ciclo Brayton fechado.....	23
Figura 7 – Ciclo Brayton aberto	23
Figura 8 – Ciclo combinado Brayton-Rankine.....	24
Figura 9 – Ciclo proposto	30
Figura 10 – Eficiência energética em função da pressão de saída da turbina	44
Figura 11 – Calor entregue em função da pressão de saída da turbina	45
Figura 12 – Vazão mássica de ar em função da pressão de saída da turbina	46
Figura 13 – Vazão mássica de vapor em função da pressão de saída da turbina	46
Figura 14 – Exergia destruída na câmara de combustão em função da pressão de saída da turbina	49
Figura 15 – Exergia destruída no condensador em função da pressão de saída da turbina.....	50
Figura 16 – Eficiência exergética do condensador em função da pressão de saída da turbina	50
Figura 17 – Eficiência exergética do ciclo em função da pressão de saída da turbina.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de entrada.....	35
Tabela 2 – Dados ciclo combinado.....	43
Tabela 3 – Dados de Eficiência exergética e Irreversibilidade	47
Tabela 4 – Dados de eficiência exergética e irreversibilidade quando ciclo otimizado.....	48

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	Engineering Equation Solver
IHEX1	Internal heat exchange 1
IHEX2	Internal heat exchange 2
UFSM	Universidade federal de Santa Maria

LISTA DE SÍMBOLOS

T_b	Temperatura de referência
Q	Calor
W	Trabalho
E	Energia total
U	Energia interna
EC	Energia cinética
EP	Energia potencial
\dot{m}_s	Vazão mássica de saída
h_s	Entalpia de saída
\dot{m}_e	Vazão mássica de entrada
h_e	Entalpia de entrada
P_0	Pressão no estado de referência zero
T_0	Temperatura no estado de referência zero
V_1	Volume no estado 1
V_2	Volume no estado 2
σ	Geração de entropia
\dot{W}	Potência
\dot{E}_d	Exergia destruída
e_e	Exergia física de entrada
e_s	Exergia física de saída
$\eta_{T,rev}$	Eficiência energética reversível
η_T	Eficiência energética
η_{II}	Eficiência exergética do ciclo combinado
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar
Ψ	Eficiência exergética
\dot{Q}	Potência térmica
\dot{m}_W	Vazão mássica de vapor no ciclo Rankine
Y	Coefficiente do percentual de vapor que vai para regeneração
Z	Coefficiente do percentual de vapor do trocador de calor 1
$\Psi_{Trocador 1}$	Pressão no estado de referência zero

$\Psi_{Trocador 2}$	Pressão no estado de referência zero
v	Volume específico

Índices

<i>AAA aberto</i>	Aquecedor de água de alimentação aberto
<i>Comp, iso</i>	Compressor isentrópico
<i>Comp, real</i>	Compressor real
<i>Turb, vap</i>	Turbina a vapor
<i>Turb, gas</i>	Turbina a gás
<i>B1, iso</i>	Bomba 1 isentrópica
<i>B2, iso</i>	Bomba 2 isentrópica
<i>B1, real</i>	Bomba 1 real
<i>B2, real</i>	Bomba 2 real
<i>CC</i>	Câmara de combustão

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 OBJETIVOS	16
1.1.1 Objetivo Geral	16
1.1.2 Objetivos Específicos	16
1.2 DESCRIÇÃO DO TRABALHO	16
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 Ciclos de potência	18
2.1.1 Ciclo Rankine	18
2.1.2 Ciclo Brayton	22
2.1.3 Ciclo combinado	23
2.1.4 Otimização do ciclo	25
2.2 Primeira Lei da termodinâmica	25
2.3 Segunda lei da termodinâmica	26
2.3.1 Exergia	27
2.3.2 Eficiência Exergética	28
3. METODOLOGIA	29
3.1.1 Proposta de ciclo	29
3.2 Análise ciclo Brayton	30
3.2.1 Compressor	31
3.2.2 Câmara de combustão	32
3.1.3 Turbina a Gás	33
3.3 Análise ciclo Rankine Regenerativo com Reaquecimento	34
3.3.1 Trocador de Calor	35
3.3.2 Turbinas a Vapor	36
3.3.3 Bombas	38
3.3.4 Aquecedor de Água de Alimentação aberto	40
3.3.5 Condensador	41
3.4 Eficiência energética do ciclo combinado	42
3.5 Eficiência exergética do ciclo combinado	42
4. RESULTADOS E ANÁLISES	42
4.1 Resultados da análise energética	43
4.1.1 Comparativo com a pressão otimizada	43

4.1.2 Análise energética da eficiência térmica	44
4.1.3 Análise energética do calor entregue ao ciclo	45
4.1.4 Análise energética da vazão mássica no ciclo a gás e no ciclo a vapor	45
4.2 Resultados da análise exergética	47
5. CONCLUSÕES	51
5.1 Conclusão sobre análise energética	52
5.2 Conclusão sobre análise exergética	52
REFERÊNCIAS	53
APENDÍCE A – CÓDIGO UTILIZADO NO EES	59

1. INTRODUÇÃO

As termelétricas foram as primeiras usinas de energia criadas pelo homem pós revolução industrial. Inicialmente utilizavam-se como combustível a queima do carvão mineral. Com o passar dos anos foram desenvolvidas novas formas de se obter energia nobre, energia elétrica, e foram-se utilizando diferentes combustíveis para as usinas termelétricas, como diesel, gás natural, biomassa e bagaços de matéria orgânica (TOLMASQUIM, 2016). No geral as fontes de combustíveis utilizados na geração de energia termelétrica é predominantemente fóssil, ou seja, não renovável e poluente.

Nos dias atuais com a crescente preocupação dos reguladores internacionais com as consequências e causas do aquecimento global e da poluição da natureza, os governos buscam novas formas de energia renováveis e menos poluentes tais como a energia solar, eólica, maremotriz, hidrelétricas e até mesmo geotérmicas. Hoje, com a tecnologia presente, ainda se tem dificuldade de implementação dessas formas de energias renováveis em alguns locais do mundo, pois apresentam custos bastante elevados e menor eficiência e capacidade de geração se comparados a geração de energia termelétrica.

Em relação as fontes de energia do mundo as usinas termelétricas representam em torno de 70% da energia total gerada no mundo, percentual muito considerável (TOLMASQUIM, 2016). No Brasil em períodos a geração de energia por fontes termelétricas pode alcançar 25% da matriz energética do país (TOLMASQUIM, 2016). Devido a estes fatos, é crucial o desenvolvimento de pesquisas no setor termoelétrico visando aumentar ainda mais a eficiência, baixar os custos de produção e encontrar formas de se obter uma geração de energia mais limpa até mesmo por que é de suma importância, para o Brasil intensificar a diversificação da matriz energética brasileira e se possível minimizando os custos e sendo menos poluente, isso sem contar que uma matriz energética mais diversificada traz mais segurança energética para o país e evita situações como os apagões e racionamentos de energia como aconteceu nos período 2001 a 2002.

A partir disso, este trabalho vem propor um ciclo combinado Brayton-Rankine cujo objetivo é maximizar a eficiência térmica e exergetica, pois o aumento das eficiências proporciona uma quantidade menor de combustível para gerar uma mesma quantidade de potência, ocasionando diminuição de emissões. Para que seja maximizada as eficiências do ciclo termodinâmico, se faz necessário a otimização da pressão de saída da turbina do primeiro

estágio e, para auxiliar na modelagem e otimização, será utilizado o software Engineering Equation Solver, EES.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é calcular as propriedades termodinâmicas do ciclo combinado, Brayton-rankine, bem como o calor liberado pelo ciclo, potência, vazão mássica e eficiências energéticas e exergéticas e, fazer a otimização do ciclo para a máxima eficiência térmica e exergética assim, diminuindo as perdas de exergias.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para possibilitar que o objetivo geral seja alcançado são definidos alguns objetivos específicos, os quais são apresentados a seguir:

- Realizar a revisão bibliográfica sobre os conceitos envolvidos na elaboração do projeto;
- Efetuar pesquisa sobre ciclos já existentes;
- Elaborar uma ou mais concepções para que seja analisado qual apresentará melhor performance
- Otimizar o ciclo para a máxima eficiência energética e exergética

1.2 DESCRIÇÃO DO TRABALHO

O trabalho a seguir foi organizado da seguinte forma:

- Revisão bibliográfica;
- Estudos dos ciclos e dos diversos arranjos de ciclos;
- Metodologia de cálculos e abordagem do tema;
- Análise energética e exergética do ciclo proposto;
- Conclusão;

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os ciclos de potência mais utilizados para geração de energia são os ciclos Rankine e o ciclo Brayton. O ciclo Rankine é um ciclo de vapor de água cujo objetivo é a geração de potência, a partir de uma entrega de calor inicial. Quando se trata de otimização, o objetivo geral é o aumento da eficiência energética, aumento da eficiência exergética, diminuição do consumo de combustíveis e diminuição da poluição. É possível aumentar a eficiência do ciclo padrão Rankine, otimizar, variando a pressão de saída da turbina, aumentando a temperatura da caldeira e adicionando novos componentes mudando o aspecto do ciclo padrão Rankine, (ASTOLFI, 2017) (SCHUSTER; KARELLAS; AUMANN, 2010). Quando se diminui muito a pressão de saída da turbina com o intuito de aumentar a eficiência, pode-se causar a erosão das palhetas da turbina causando a quebra do equipamento. Quando se aumenta a temperatura da caldeira, provocando um superaquecimento do vapor, aumenta o rendimento térmico do ciclo Rankine, contudo, a alta temperatura do fluido de trabalho pode danificar as palhetas da turbina a vapor e causar danos por fluência. Quando se utiliza muitos dispositivos termodinâmicos, encarece o custo de operação da usina termelétrica o que pode inviabilizar o projeto devido aos elevados custos, mesmo que no aspecto termodinâmico o ciclo implantado seja muito eficiente (DA SILVA, 2004) (BRANCO, 2005). Sempre haverá desafios de engenharia e limitações físicas, termodinâmicas, e financeiras o que aumenta o desafio de engenharia, pois cria-se limitações importantes para o desenvolvimento de um projeto.

Outro ciclo de potência utilizado é o ciclo Brayton, no qual utiliza turbina a gás e seu fluido de trabalho é o ar. Esse ciclo teórico quando fechado é composto de dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos, já o ciclo aberto é composto por dois processos isoentrópicos e um processo isobárico (VAN WYLEN, 1998) (ÇENGEL;BOLES, 2019) (MORAN;SHAPIRO, 2017). O principal fator de aumento da eficiência do ciclo teórico Brayton é o aumento da razão de compressão, ou seja, a razão entre as pressões presentes no ciclo padrão Brayton (VAN WYLEN, 1998) (ÇENGEL;BOLES, 2019) (MORAN;SHAPIRO, 2017) (RHAPHAEL, 2018) (BRANCO, 2005).

Os ciclos termodinâmicos podem apresentar eficiências maiores se combinados com outros tipos de ciclos, devido ao reaproveitamento do calor rejeitado, reduzindo assim a exergia destruída (HABIB, 1992) (RHAPHAEL, 2018) (BRANCO, 2005).

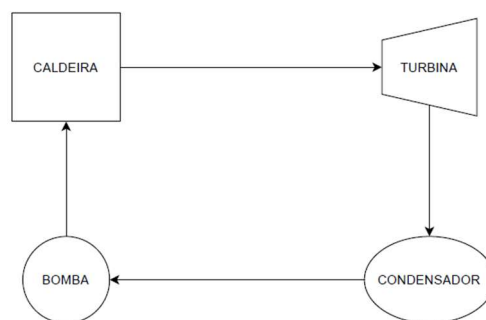
2.1 CICLOS DE POTÊNCIA

Os ciclos de potência são uma divisão dos ciclos termodinâmicos, que tem por objetivo gerar trabalho a partir de uma fonte quente de calor que entra no ciclo. Os ciclos de potência podem ser divididos em ciclos a gás e ciclo a vapor, o que os diferencia é a fase do fluido de trabalho. No ciclo a vapor, o fluido de trabalho permanece na forma de vapor em determinados processos e na fase líquida em outros processos. Já o ciclo a gás, o fluido de trabalho permanece em todos os processos do ciclo na forma de gás. Outra classificação existente entre os ciclos termodinâmicos é o ciclo aberto e o fechado. Nos ciclos fechados, o fluido de trabalho volta ao estado inicial e circula novamente, já no ciclo aberto, o fluido de trabalho após ter terminado o seu ciclo é expelido e uma nova quantidade de fluido de trabalho adentra para continuar o ciclo (VAN WYLEN, 1998) (ÇENGEL;BOLES, 2019) (MORAN;SHAPIRO, 2017).

2.1.1 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é um ciclo a vapor do tipo fechado em que utiliza de um calor fornecido para gerar trabalho. Seu fluido de trabalho, normalmente, é vapor d'água e na sua forma ideal, ou seja, ciclo adiabático e reversível ou apenas isentrópico, o fluido é submetido a 4 processos termodinâmicos, compressão isentrópica utilizando uma bomba e consumindo trabalho externo, transferência de calor a pressão constante para o fluido a partir de uma caldeira, expansão isentrópica na turbina produzindo trabalho e rejeição de calor isentrópica pelo condensador. Na Figura 1 a representação esquemática do ciclo padrão Rankine.

Figura 1 – Ciclo Rankine padrão.

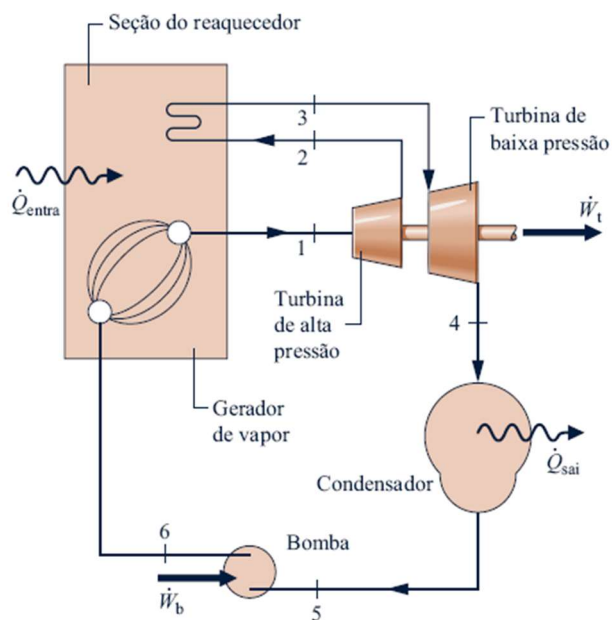


Fonte: AUTOR.

Pode-se melhorar a eficiência térmica do ciclo Rankine modificando as pressões máximas e mínimas encontradas, respectivamente na caldeira e no condensador. Quando se aumenta a pressão máxima de trabalho e, mantem-se constante a temperatura da caldeira e a pressão de saída da turbina, o trabalho líquido aumenta e o calor rejeitado no condensador diminui aumentando assim o rendimento térmico do ciclo. Pode-se aumentar o rendimento térmico do ciclo Rankine aumentando a temperatura máxima de trabalho, todavia, em um ciclo real, há limitações a alta temperatura do fluido de trabalho pois pode danificar as palhetas das turbinas levando a falha por fluência.

O ciclo Rankine pode ser utilizado com reaquecimento, que consiste em retirar o vapor que é expandido da turbina para reaquece-lo na mesma temperatura de saída da caldeira, ou a temperaturas próximas, para em seguida expandi-lo novamente na turbina de baixa pressão, esse processo pode ser repetido quantas vezes for necessário (RHAPHAEL, 2018) (DOS SANTOS, 2013) (N. R. CAETANO¹, A. C. RUOSO², E. X. BARRETO, C. E. G. FALCÃO, 2019) (KHALIQ; KAUSHIK, 2004) (HABIB, 1992). Na Figura 2 abaixo a representação do ciclo Rankine com reaquecimento.

Figura 2 – Ciclo Rankine com Reaquecimento.

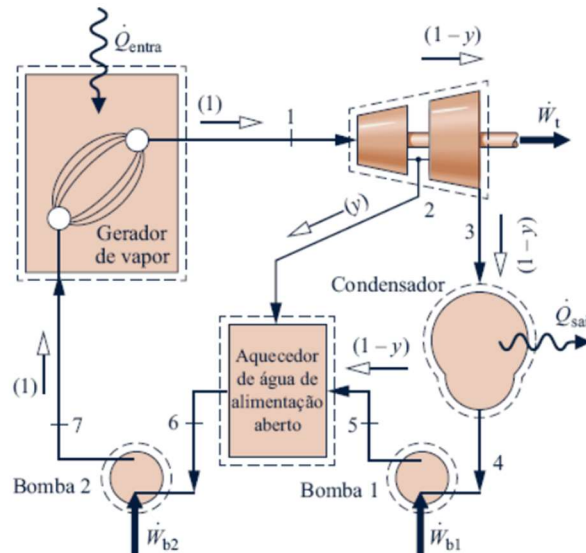


Fonte: MORAN; SHAPIRO (2017)

Outra maneira de se aumentar a eficiência do ciclo Rankine é utilizando o ciclo de regeneração onde aproveita-se de parte do vapor que iria para a turbina de baixa pressão para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira (HABIB, 1992) (MARRERO et al.,

2002)(SCHUSTER; KARELLAS; AUMANN, 2010). Abaixo na Figura 3 um exemplo de ciclo com regeneração.

Figura 3 – Ciclo Rankine com regeneração.

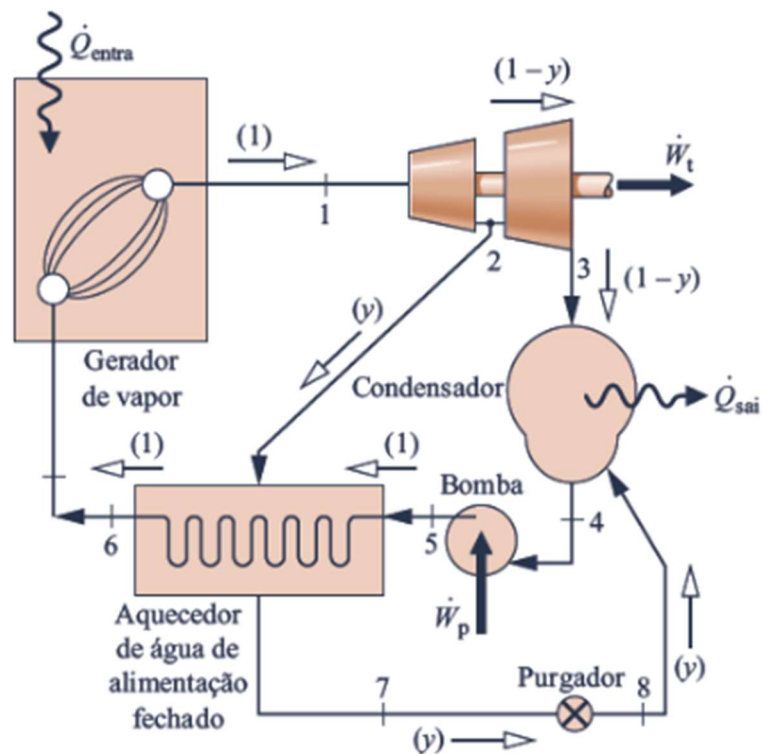


Fonte: MORAN; SHAPIRO (2017)

Um fator que pode aumentar a performance do ciclo Rankine é a utilização da regeneração, ou ciclo regenerativo. A regeneração consiste na utilização do aquecedor de água de alimentação aberto, em algumas literaturas apenas chamado de misturador, o que na prática representa um trocador de calor de contato direto, ou seja, com mistura de fluidos os quais devem estar a mesma pressão (RHAPHAEL, 2018)(LEMOS, 2018) (HABIB, 1992) (MARQUES, 2017). Um detalhe importante é que na saída de um aquecedor de água de alimentação aberto, o fluido se encontra como líquido saturado a pressão constante e, a vazão mássica final será igual ao somatório das vazões mássicas que adentraram, de acordo com a lei de conservação de massa. Como uma parcela do vapor de extração da turbina é utilizado para reaquecer o condensado, há uma diminuição do trabalho líquido gerado pelo ciclo, contudo, se faz necessário uma quantidade menor de calor fornecido pela caldeira para aquecer o fluido a temperatura inicial. Devido a esse fato, a otimização da pressão de extração do vapor expandido pela turbina, bem como, a fração em massa extraída, devem ser calculadas para maximizar a eficiência térmica a qual depende exclusivamente da quantidade de calor fornecida, e, da potência líquida gerada pelo ciclo (KHANMOHAMMADI, 2012) (JANGHORBAN ESFAHANI; YOO, 2013) (DOS SANTOS, 2013).

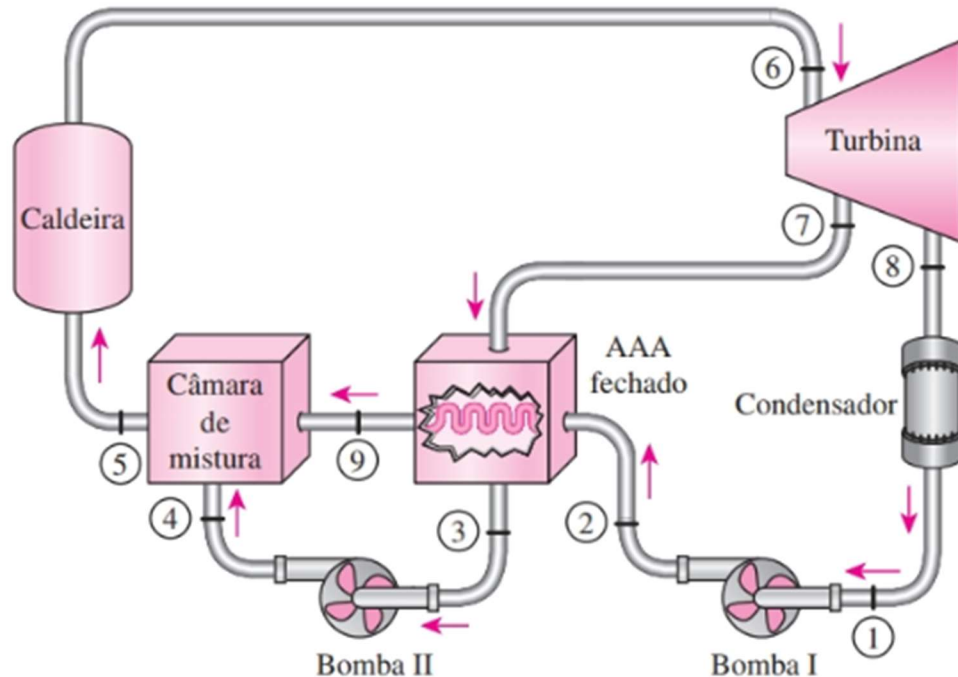
Outro dispositivo que pode aumentar a performance de um ciclo regenerativo é aquecedor de água de alimentação do tipo fechado (KHANMOHAMMADI, 2012) (ACAR, 1997) (HABIB, 1992). Esse dispositivo é um trocador de calor onde as duas correntes de fluidos não se misturam e devido a esse fato elas não precisam estar a mesma pressão. Normalmente, quando se utiliza o aquecedor de água de alimentação fechado, a parcela de vapor extraído da turbina, ao trocar calor dentro do dispositivo se condensa, isto é, se torna líquido saturado e pode ser bombeado ou estrangulado por um purgador para ser redirecionado ao condensador. Esse purgador quando considerado ideal, realiza uma transformação isoentálpica, o que significa que a entalpia final é igual a entalpia inicial, entretanto, nesse processo há uma queda de pressão do estado inicial para o final. As Figura 4 e Figura 5 abaixo exemplificam um ciclo com aquecedor de água de alimentação fechado quando o condensado vai para um purgador e quando vai para uma bomba, respectivamente.

Figura 4 – Ciclo Rankine com aquecedor de água de alimentação fechado



Fonte: MORAN; SHAPIRO (2017)

Figura 5 – Ciclo Rankine com misturador e aquecedor de água de alimentação fechado



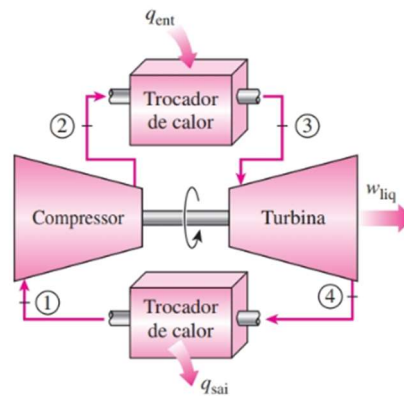
Fonte: ÇENGEL; BOLES (2019)

Nas termelétricas sempre se avaliam a possibilidade de múltiplos aquecedores de água de alimentação e para tomada de decisão os fatores são os custos de instalação desses aquecedores e os ganhos de eficiência energética e exergética associadas ao uso desses aquecedores, uma vez que os custos adicionais do uso de mais aquecedores devem justificar o ganho de eficiência térmica e exergética (BRANCO, 2005) (DA SILVA, 2004) (DOS SANTOS, 2013) (JANGHORBAN ESFAHANI; YOO, 2013) .

2.1.2 Ciclo Brayton

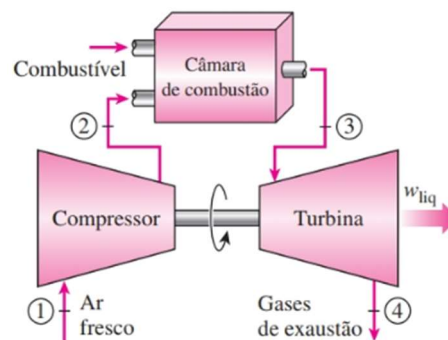
O ciclo Brayton é um ciclo a gás que pode ser utilizado aberto ou fechado. Seu fluido de trabalho é o ar atmosférico e seu ciclo é composto de 4 processos termodinâmicos, compressão isentrópica, transferência de calor a pressão constante e expansão isentrópica e rejeição do calor a pressão constante (DOS SANTOS, 2013) (KHALIQ; KAUSHIK, 2004) (JUBEH, 2005). Nas Figura 6 e Figura 7 representação do ciclo Brayton fechado e aberto respectivamente.

Figura 6 – Ciclo Brayton fechado



Fonte: ÇENGEL; BOLES (2019)

Figura 7 – Ciclo Brayton aberto



Fonte: ÇENGEL; BOLES (2019)

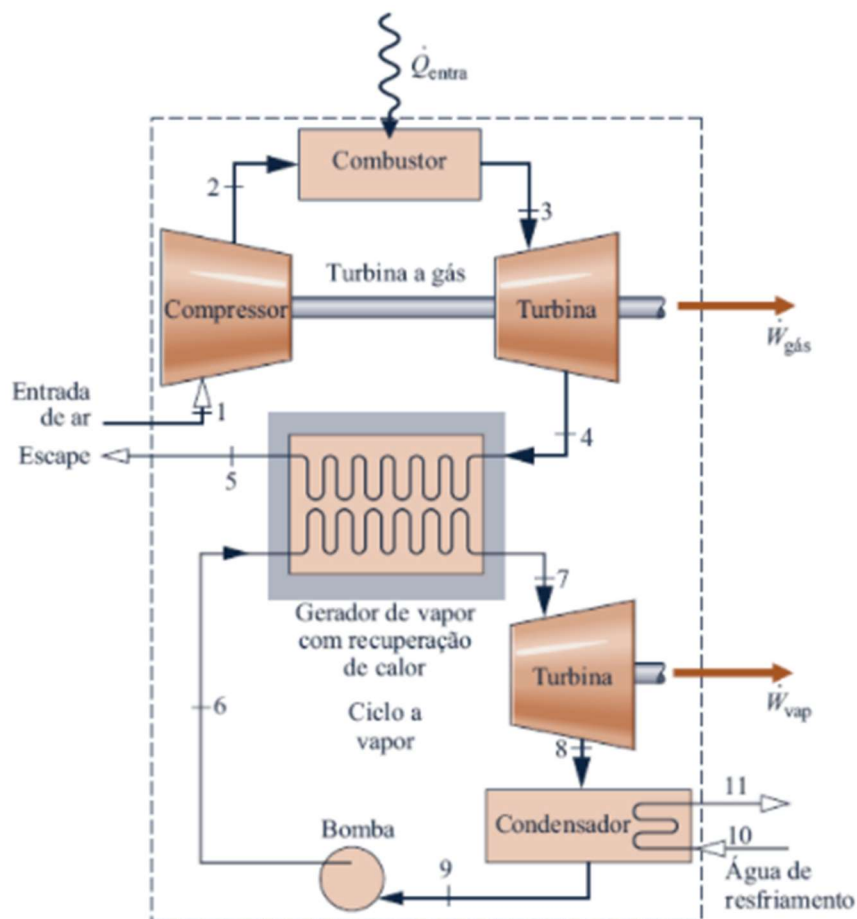
O principal fator que influencia na eficiência térmica do ciclo Brayton ideal é a razão de compressão e o coeficiente de expansão adiabática (LE ROUX; BELLO-OCHEDE; MEYER, 2013) (JUBEH, 2005). Quanto mais elevado a razão de compressão maior a eficiência térmica do ciclo e quanto maior os valores do coeficiente de expansão adiabática mais eficiente o ciclo, contudo para se conseguir valores superiores ao do ar ideal, 1,4, devemos considerar uma mistura de gases os quais no ciclo real são os gases da combustão.

2.1.3 Ciclo combinado

O ciclo combinado de potência tem por característica utilizar dois ciclos ou mais combinados para aumentar a eficiência térmica, isto é, utilizam uma combinação de ciclo a vapor e a gás. Os ciclos combinados podem utilizar a energia rejeitada na forma de calor por um dos ciclos como fonte de energia para outro ciclo, sendo essa energia parcial ou total, logo

os ciclos são combinados utilizando um gerador de vapor, o que nada mais é que o calor rejeitado no ciclo a gás. (N. R. CAETANO¹, A. C. RUOSO², E. X. BARRETO, C. E. G. FALCÃO, 2019) (KHANMOHAMMADI, 2012) (DOS SANTOS, 2013). Existem combinações de ciclos de vapor que podem ou não utilizar fluidos diferentes, contudo, não são considerados ciclos combinados. A vantagem térmica dos ciclos combinados se deve a temperatura média elevada do ciclo a gás e, a baixa temperatura de rejeição de calor do ciclo a vapor, proporcionando assim a possibilidade de ter eficiência térmica mais elevada (ACAR, 1997)(CHOI et al., 2013)(JANGHORBAN ESFAHANI; YOO, 2013)(KHALIQ; KAUSHIK, 2004) (KHANMOHAMMADI, 2012). Outra vantagem do ciclo combinado é a possibilidade de possuir apenas uma entrega de calor e produzir um trabalho líquido por ciclo. Abaixo na Figura 8 o ciclo combinado Brayton-Rankine

Figura 8 – Ciclo combinado Brayton-Rankine



Fonte: MORAN; SHAPIRO (2017)

2.1.4 Otimização do ciclo

A otimização do ciclo de potência busca por meio do ajuste de alguns parâmetros, seja pressão ou temperatura, maximizar a entrega de potência líquida dada uma entrega de calor e, minimizar a quantidade de calor fornecido dada uma potência líquida. A otimização busca maximizar a eficiência térmica e exergética, pois assim consegue-se melhor aproveitamento dos recursos disponíveis, assim economizando combustíveis, o que gera benefício financeiro e maior aproveitamento do máximo o potencial de energia disponível (BRANCO, 2005) (SCHUSTER; KARELLAS; AUMANN, 2010). Nos ciclos de potência quando se otimiza a eficiência térmica pode-se otimizar a eficiência exergética também, pois quando se aumenta a eficiência térmica, significa que houve aumento do potencial termodinâmico de geração de trabalho do ciclo e, quando a otimização não interfere na razão entre as temperaturas máximas do ciclo e a temperatura de referência, neste caso, maximiza-se a eficiência exergética também (DA SILVA, 2004)(AHMADI; DINCER; ROSEN, 2011). A otimização pode ser feita de modo manual por tentativa e erro ou utilizando-se de algum software, entretanto, um algoritmo não pode criar novas configurações de ciclo. É tarefa do algoritmo, software utilizado, selecionar a estrutura de processo mais adequada e determinar os valores ótimos dos parâmetros do processo para melhor cumprir o objetivo do projeto, no caso maximizar a eficiência térmica e exergética (KOCH; CZIESLA; TSATSARONIS, 2007) (TICÂ et al., 2012).

2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica é também conhecida como o princípio de conservação de energia, o qual enuncia que a energia não pode ser criada e nem destruída apenas transformada, mudada de forma, conservada. De acordo com (ÇENGEL;BOLES, 2019) o princípio da conservação de energia pode ser definido como a variação das energias existentes no processo em análise, ou seja, a variação entre as energias que entram e as energias que saem do sistema em análise durante um determinado processo. Conforme essa afirmação, a equação 2.1 é apresentada.

$$\Delta E_{sistema} = E_{Entra} - E_{Sai} = E_2 - E_1 \quad (2.1)$$

Um princípio primordial para o enunciado da primeira lei da termodinâmica é a lei de conservação de massa, enunciada pela primeira vez pelo químico Lavosier, o qual disse que no

interior de um volume de controle, a massa total não varia, quaisquer que sejam as transformações que venham a ocorrer. Em suma, a lei de conservação de massa nos informa que as massas iniciais, ou melhor as massas que entram, de um processo devem ser iguais as massas finais desse processo, ou seja, as massas que saem (ÇENGEL;BOLES, 2019) (VAN WYLEN, 1998) (MORAN;SHAPIRO, 2017) como mostra na equação 2.2.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2.2)$$

Quando se analisa um sistema termodinâmico as formas de energia existentes são energia cinética, potencial e energia interna sendo assim podemos representar a energia total como indicado na equação 2.3. As energias cinéticas, potencial e energia interna são representadas na equação 2.4, 2.5 2.6 respectivamente.

$$E = U + EC + EP \quad (2.3)$$

$$EC = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.4)$$

$$EP = mgz \quad (2.5)$$

$$U = mu \quad (2.6)$$

Admitindo que o sistema está em regime permanente, isto é, que não haja variação de energia cinética e potencial, introduzindo o conceito de entalpia e conhecendo o princípio de conservação de massa podemos enunciar a primeira lei da termodinâmica.

$$\sum \dot{Q}_{v.c} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e + \sum \dot{W}_{v.c} \quad (2.7)$$

2.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

A segunda lei da termodinâmica está relacionada a limites teóricos possíveis para um processo e ao grau de realização de reações químicas bem como a possibilidade de um determinado processo acontecer ou não. Segundo (MORAN;SHAPIRO, 2017) a segunda lei tem por função prever o sentido dos processos, estabelecer condições de equilíbrio, determinar

o melhor desempenho teórico dos ciclos, avaliar quantitativamente os fatores que não permitem o alcance do melhor nível de desempenho teórico.

Conforme Çengel e Boles (2019) avaliam que a segunda lei nos permite definir a qualidade da energia disponível cujo processo não possui 100% de eficiência devido as irreversibilidades presentes, sendo essa irreversibilidade mensurada pela variação da entropia.

Segundo Van Wylen (1998 apud Carnot, 1824) é impossível uma determinada máquina térmica receber uma certa quantidade de calor da fonte quente e produzir uma quantidade igual de trabalho, sendo assim impossível construir um motor térmico que possua eficiência de 100%. Quando aplicado a uma termelétrica, uma máquina térmica, os efeitos das irreversibilidades não permitem que os processos sejam perfeitos. As irreversibilidades segundo Moran e Shapiro (2017) advém da transferência de calor, expansão não resistida, reações químicas espontâneas, atrito, mistura espontânea de matéria e entre outros.

2.3.1 Exergia

Dentro da literatura existem diversas formas de definir a exergia. (KHALIQ; KAUSHIK, 2004) definiu a exergia como a medida de qualidade da energia, sendo igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, considerando os parâmetros do ambiente como P_0 e T_0 como referência, pressão e temperatura no estado zero respectivamente.

De acordo com (ÇENGEL;BOLES, 2019) a definição de exergia é como propriedade que nos permite determinar o potencial de trabalho útil de determinada quantidade de energia em um processo determinado. Já para (MORAN;SHAPIRO, 2017) a definição de exergia é, como o máximo trabalho teórico obtido a partir de um sistema global de análise, composta de um sistema e um ambiente, enquanto esse sistema global entra em equilíbrio com o ambiente, estado morto. Conforme (KHANMOHAMMADI, 2012) a definição de exergia é, como o trabalho útil teórico máximo que pode ser obtido quando um sistema interage com um estado de equilíbrio.

O balanço de exergia para um sistema fechado envolve as transferências de exergia, destruição da exergia e variação da exergia. Nesta equação do balanço de exergia o termo relacionado a transferência de exergia sofre influência de transferência de calor e de trabalhos realizados sendo assim a transferência de exergia dependendo exclusivamente da natureza do processo. A destruição da exergia depende exclusivamente das irreversibilidades presentes no

processo. Processos reversíveis não possuem irreversibilidades por conta da não geração de entropia. O balanço de exergia é representado pela equação 2.8 abaixo.

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma \quad (2.8)$$

Nessa equação a temperatura T_b é encontrada na superfície do volume de controle selecionado, Q é o calor, W o trabalho. A equação 2.9 para o balanço de exergia para regime permanente em termos de taxa pode ser encontrada abaixo.

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - \dot{E}_d = 0 \quad (2.9)$$

Em que e_e e e_s são a exergia específica de entrada e saída respectivamente e \dot{E}_d a irreversibilidade ou exergia destruída e sua unidade é em kW.

A exergia específica de fluxo é calculada com base em um estado de equilíbrio restrito com o ambiente no caso P_0 e T_0 , pois a exergia é função das propriedades do sistemas. A variação de exergia entre dois estados é independente do caminho percorrido para um estado alcançar o outro. Sabendo disso é possível definir uma trajetória composta por vários termos e definir a exergia física específica pela equação 2.10.

$$e_f = (h_1 - h_0) - T_0 * (s_1 - s_0) \quad (2.10)$$

2.3.2 Eficiência Exergética

A eficiência exergética pode ser aplicada a componentes de um ciclo e ao ciclo como um todo. Segundo (ÇENGEL;BOLES, 2019) a eficiência exergética nos diz o quão próximo do processo reversível está o processo real. Quando olhamos para uma máquina térmica pelo aspecto da eficiência de primeira lei podemos encontrar ciclos diferentes com a mesma eficiência térmica, contudo, como os potenciais são diferentes, um ciclo poderia entregar uma eficiência térmica mais elevada, todavia, devido as irreversibilidades apresentadas isto não é possível, assim um ciclo possui a mesma eficiência térmica que um outro mesmo tendo capacidade de possuir eficiência térmica mais elevada. A grandeza que mede o potencial de

aumento da eficiência térmica é a eficiência de segunda lei da termodinâmica ou eficiência exergética, os autores (ÇENGEL;BOLES, 2019) (BRANCO, 2005) (ACAR, 1997) definem a equação da eficiência exergética para um ciclo termodinâmico como a razão entre a eficiência térmica real e a eficiência térmica reversível, ou eficiência de Carnot. A equação 2.11 representa a eficiência exergética do ciclo.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_T}{\eta_{T,rev}} \quad (2.11)$$

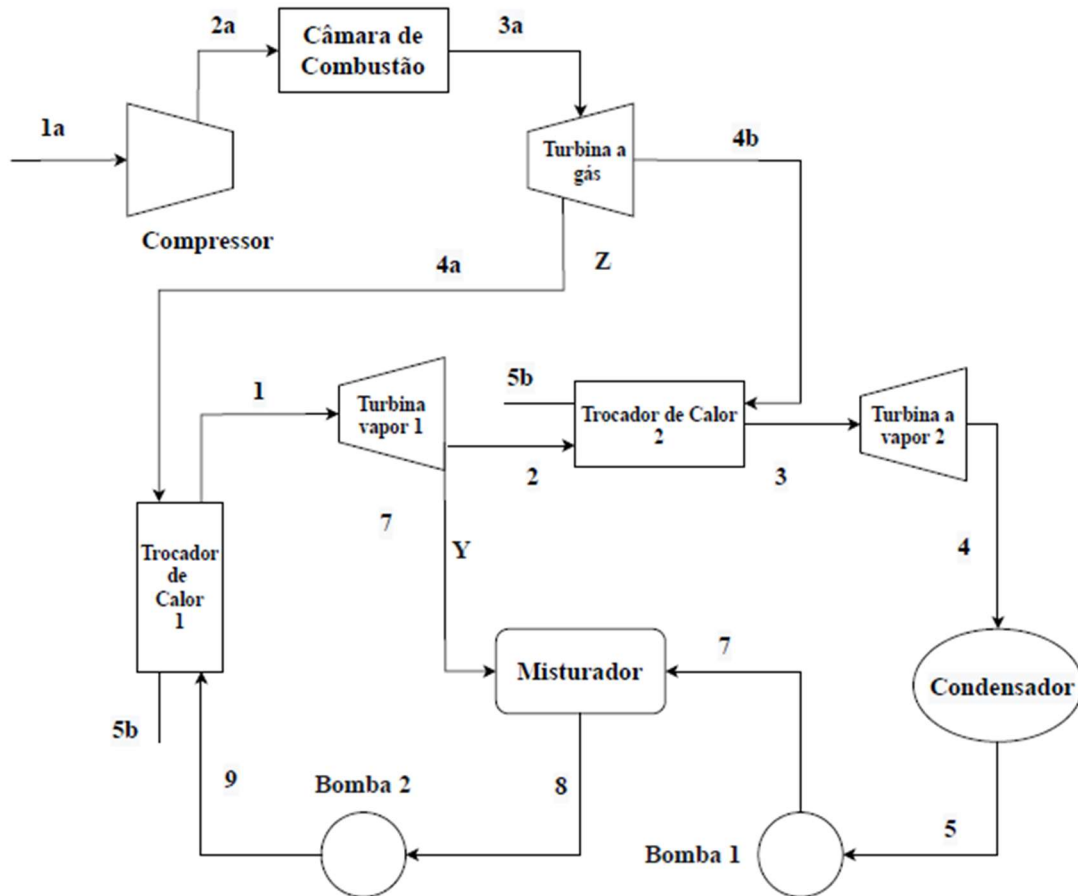
A eficiência exergética dos componentes usuais dos ciclos termodinâmicos possuem equações próprias e os parâmetros das equações correspondem ao objetivo do componente, ou seja, se o componente realiza trabalho ou transferência de calor. As equações de eficiência exergética de cada componente utilizado no ciclo serão devidamente citados em outro momento neste trabalho.

3. METODOLOGIA

3.1.1 Proposta de ciclo

Na Figura 9 está indicado a configuração do ciclo combinado Brayton-Rankine proposto, nota-se que o ciclo Rankine possui reaquecimento e regeneração e o ciclo proposto possui fonte de calor cuja localização está na câmara de combustão do ciclo e no calor rejeitado pela ciclo Brayton o qual é aproveitado nos trocadores de calor 1 e 2.

Figura 9 – Ciclo proposto



Fonte: AUTOR

Os cálculos das propriedades dos fluidos do ciclo proposto foram feitos pelo software Engineering Equation Solver (EES). Neste trabalho, a metodologia de cálculo consiste na análise de primeira e segunda lei em cada componente do ciclo individualmente, logo após, a análise global do ciclo para determinação da eficiência energética e exergética.

3.2 ANÁLISE CICLO BRAYTON

Para o modelamento matemático do ciclo termodinâmico segundo Çengel e Boles (2019) deve-se considerar os seguintes pontos.

- O sistema funciona em regime permanente;
- A pressão e temperatura iniciais são 100kPa e 25°C, respectivamente;
- As variações de energia potencial e cinética são desprezíveis;
- A eficiência da turbina a gás e do compressor são de 92% e 90%, respectivamente;

- Os gases envolvidos são modelados como gás real;
- As perdas de pressão e temperatura nas tubulações são desprezadas;
- Não há perda de pressão na câmara de combustão;
- A câmara de combustão é modelada como adiabática;

3.2.1 Compressor

O compressor tem por função aumentar a pressão do fluido de trabalho. Os compressores são utilizados em fluidos de trabalho gasosos. Esse dispositivo utiliza energia de uma fonte externa e, para os cálculos do trabalho líquido gerado, sempre o trabalho realizado pelo compressor é negativo, pois para exercer a sua função ele gasta energia, necessita de energia externa adentrando o ciclo. Quanto maior for a potência gasta pelo compressor menor será a eficiência energética do ciclo. Realizando o balanço de massa e energia no compressor e considerando o compressor adiabático encontramos a equação 3.1.

$$\frac{\dot{W}_{Comp,iso}}{\dot{m}_a} = h_1 - h_{2,iso} \quad (3.1)$$

Está é a equação adiabática do compressor, em que \dot{W}_{Comp} é a potência do compressor, sua unidade é em kW. O trabalho específico do compressor, $\dot{W}_{Comp,iso} / \dot{m}_a$, se encontra em kJ/kg e h_1 e $h_{2,iso}$ são as entalpias de entrada e saída do compressor, respectivamente, e sua unidade é em kJ/kg. A vazão mássica de ar \dot{m}_a está em kg/s e representa a quantidade de massa de fluido, neste caso ar, que adentrou o compressor por unidade de tempo.

Quando considerado as irreversibilidades no compressor as quais ocorrem em processos reais, para fins de cálculos utilizamos a eficiência isentrópica do compressor. Sabendo a entalpia de saída quando consideramos o processo adiabático e, a eficiência isentrópica do compressor podemos calcular a potência real e o trabalho específico do compressor. A equação 3.2 e equação 3.3 representam a eficiência isentrópica e a potência respectivamente.

$$\eta_{Comp} = \frac{h_1 - h_{2,iso}}{h_1 - h_2} \quad (3.2)$$

$$\frac{\dot{W}_{Comp,real}}{\dot{m}_a} = h_1 - h_2 \quad (3.3)$$

Após o cálculo das propriedades termodinâmicas pode-se verificar que a potência do compressor real é superior ao do compressor isentrópico, isto ocorre em consequência de um processo real de realização de trabalho sobre o fluido, demandar mais energia que do que um processo isentrópico. Para que o processo real alcance a mesma pressão do processo isentrópico, é necessário consumir mais energia que o processo isentrópico, pois há perdas de energia por irreversibilidades, portanto, se faz necessário uma maior quantidade de energia fornecida para se realizar o mesmo processo em virtude de parte da energia ser perdida na forma de irreversibilidades. Verifica-se que pela geração de entropia no processo, a temperatura final aumenta proporcionando assim um aumento da entalpia do estado final se comparado a entalpia isentrópica.

A segunda lei no compressor considerando que não há perdas de calor para a vizinhança e que o processo ocorre em regime permanente temos a equação 3.4.

$$\Psi_{Compressor} = \frac{\dot{m}_a(e_{f2} - e_{f1})}{(-\dot{W}_{Comp,real})} \quad (3.4)$$

A equação da irreversibilidade no compressor pode ser determinada pelo balanço de exergia, assim encontramos a equação 3.5.

$$\dot{E}_{D,Compressor} = \dot{m}_a T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.5)$$

Em que $\dot{E}_{D,Compressor}$ é a irreversibilidade, ou destruição da exergia, mensurado em kW, e \dot{m}_a é a vazão mássica de ar em kg/s e a exergia física específica, e_{f2} e e_{f1} , é mensurada em kJ/kg.

3.2.2 Câmara de combustão

A análise na câmara de combustão consiste no volume de controle onde o calor entregue irá aumentar a temperatura do gás, para que a entalpia do gás se eleve possibilitando a maior geração de trabalho na turbina. O calor entregue é apresentado após o devido balanço de energia

e massa na equação 3.6, a exergia destruída na equação 3.7 e a eficiência da câmara de combustão na equação 3.8.

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_a(h_3 - h_2) \quad (3.6)$$

$$\dot{E}_{D,Câmara\ de\ Combustão} = \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \dot{Q}_{Entra} + \dot{m}_a(e_{f3} - e_{f2}) \quad (3.7)$$

$$\Psi_{Câmara\ de\ Combustão} = 1 - \left[\frac{\dot{m}_a(e_{f3} - e_{f2})}{\left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \dot{Q}_{Entra} + \dot{m}_a(e_{f3} - e_{f2})} \right] \quad (3.8)$$

Em que h_3 e h_2 são as entalpias dos estados 3 e 2 respectivamente, T_3 e T_0 são as temperaturas do estado 3 e do estado de referência de modo recíproco e, e_{f3} e e_{f2} são, nesta ordem, as entalpias físicas nos estados 3 e 2.

3.1.3 Turbina a Gás

A turbina a gás tem por objetivo realizar trabalho para gerar energia elétrica a partir da expansão dos gases com alta energia, deixando-os a níveis de energia mais baixos e, essa diferença de energia é convertida em trabalho em um gerador o qual converte a energia recebida em energia elétrica. A turbina a gás tem um limite de temperatura máximo a qual pode funcionar, devido a isso, elas acabam sendo um limitante da temperatura máxima do ciclo a gás. Esse limite de temperatura se deve a resistência metalúrgica dos materiais empregados na sua construção. Sua análise termodinâmica é semelhante ao do compressor, contudo, sua função é inversa pois ao invés da pressão na saída subir ela diminui, junto com a temperatura, deixando assim a entalpia do estado de saída menor do que a entalpia do estado de entrada. Seu modelamento matemático é visto na equação 3.9, 3.10 e 3.11.

$$\frac{\dot{W}_{Gas,iso}}{\dot{m}_a} = h_3 - h_{4,iso} \quad (3.9)$$

$$\eta_{Turb,gas} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,iso}} \quad (3.10)$$

$$\frac{\dot{W}_{Gas,real}}{\dot{m}_a} = h_3 - h_4 \quad (3.11)$$

Em que h_3 e h_4 são as entalpias dos estados 3 e 4 respectivamente. E $h_{4,iso}$ é a entalpia isentrópica do estado 4, essa entalpia seria a utilizada no caso de não haver irreversibilidade, ou seja, em um mundo ideal. Como, infelizmente não conseguimos evitar perdas, utilizamos para calcular a entalpia real do estado 4, h_4 , a eficiência da turbina, representada pelo símbolo $\eta_{Turb,gas}$, a qual é utilizado um valor médio cedido pelas fabricantes de turbinas a gás.

Utilizando a análise de segunda lei da termodinâmica na turbina a gás, conseguimos a equação da eficiência de segunda lei para a turbina bem como a determinação das irreversibilidades como mostra a equação 3.12 e 3.13.

$$\Psi_{Turb,gas} = \frac{(\dot{W}_{Gas,real})}{(\dot{m}_a(e_{f3} - e_{f4}))} \quad (3.12)$$

$$\dot{E}_{D,Turb,gas} = \dot{m}_a(e_{f3} - e_{f4}) - (\dot{W}_{Gas,real}) \quad (3.13)$$

Em que e_{f3} e e_{f4} são, nesta ordem, as entalpias físicas nos estados 3 e 4.

3.3 ANÁLISE CICLO RANKINE REGENERATIVO COM REAQUECIMENTO

Para modelamento e solução do ciclo Rankine regenerativo com reaquecimento, deve-se fazer algumas considerações como indica a Tabela 1 abaixo.

Tabela 1 – Dados de entrada

Variável	Valor	Unidades
\dot{W}	70000	kW
P1	8000	kPa
T1	600	°C
P2	3000	kPa
P3	3000	kPa
T3	600	°C
P4	10	kPa
P5	10	kPa
P6	3000	kPa

Fonte: AUTOR

3.3.1 Trocador de Calor

O trocador de calor nada mais é do que um dispositivo que permite a transferência de calor entre duas correntes de fluidos diferentes onde a corrente de maior temperatura cede calor ao de menor temperatura. Nesse ciclo combinado o trocador de calor tem por função transmitir o calor residual do ciclo a gás para o ciclo a vapor, assim permitindo apenas uma queima de combustível para os dois ciclos. Esse trocador de calor, o qual é utilizado em duas oportunidades devido ao reaquecimento presente no ciclo a vapor, com o intuito de maximizar a eficiência térmica, tem a necessidade de se realizar um balanço de energia e massa, pois a vazão mássica de gás que vai para cada trocador deve ser mensurada para proporcionar a troca de calor correta. Abaixo as equações 3.14 e 3.15 para os dois trocadores de calor presentes no ciclo.

$$\dot{m}_W(h_1 - h_9) = Z\dot{m}_a(h_4 - h_5) \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_W(h_2 - h_3)(1 - Y) = (1 - Z)\dot{m}_a(h_4 - h_5) \quad (3.15)$$

Em que \dot{m}_a é a massa de gás total do ciclo a gás. A vazão mássica de vapor de água presente no ciclo a vapor é representada pela variável \dot{m}_W . As variáveis h_4 e h_5 são as entalpias no estado 4 e 5 do ciclo a gás, respectivamente, e h_1 , h_2 , h_3 e h_9 são as entalpias dos estados 1, 2, 3 e 9 do ciclo a vapor respectivamente.

A eficiência exergetica para trocadores de calor sem mistura que opera em regime permanente e, com as duas temperaturas, a quente e a fria, acima da temperatura de referência T_0 pode ser definida pelas equações 3.16 e 3.17.

$$\Psi_{Trocador\ 1} = \frac{\dot{m}_W(e_{f1} - e_{f9})}{Z\dot{m}_a(e_{f4} - e_{f5})} \quad (3.16)$$

$$\Psi_{Trocador\ 2} = \frac{\dot{m}_W(1 - Y)(e_{f3} - e_{f2})}{\dot{m}_a(1 - Z)(e_{f4} - e_{f5})} \quad (3.17)$$

As exergia físicas são calculadas pela equação 2.10. Como os dois trocadores de calor presente no ciclo a vapor são as fontes de calor do ciclo, a partir dos parâmetros encontrados no trocador de calor, é possível determinar a quantidade de calor fornecida ao ciclo a vapor através da equação 3.18.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_W(h_1 - h_9) + \dot{m}_W(1 - Y)(h_3 - h_2) \quad (3.18)$$

As equações 3.19 e 3.20 representam a destruição de exergia dos dois trocadores de calor.

$$\dot{E}_{D,Trocador\ 1} = \dot{m}_a Z(e_{f4} - e_{f5}) - \dot{m}_W(e_{f1} - e_{f9}) \quad (3.19)$$

$$\dot{E}_{D,Trocador\ 2} = \dot{m}_a(1 - Z)(e_{f4} - e_{f5}) - \dot{m}_W(1 - Y)(e_{f3} - e_{f2}) \quad (3.20)$$

3.3.2 Turbinas a Vapor

A turbina a vapor tem por função a realização de trabalho útil, para geração de energia, a partir de um fluido no estado de vapor aquecido ou superaquecido o qual é expandido. Basicamente entra na turbina o vapor de água à alta temperatura e pressão e sai a temperaturas e pressões mais baixas, sendo a diferença entre as entalpias de entrada e saída, o trabalho específico realizado pela turbina. Para descobrir a entalpia isentrópica de saída, o valor de entalpia que seria atingida caso o processo de expansão do vapor não houvesse irreversibilidades, devemos realizar o balanço de segunda lei da termodinâmica para processos

adiabáticos, ou seja, a entropia de entrada calculada será igual a entropia de saída. Como sabemos, a pressão de saída da turbina e a eficiência isentrópica da turbina, podemos calcular a entalpia real de saída. No presente ciclo, temos 2 estágios de expansão do fluido de trabalho e reaquecimento do fluido de trabalho após o primeiro estágio de expansão, pois deste modo podemos aumentar o trabalho líquido gerado pela turbina. No presente ciclo também utilizamos o processo de direcionar uma certa fração da quantidade de fluido para outra região do ciclo realizando o processo de regeneração, combinando os dois fatores conseguimos aumentar a eficiência térmica e exergética do ciclo. Sendo assim, será aplicado a primeira lei da termodinâmica na turbina. Abaixo as equações 3.21, 3.22 e 3.23 representam a primeira lei na turbina 1.

$$\frac{\dot{W}_{Turbina\ 1,iso}}{\dot{m}_W} = h_1 - h_{2,iso} \quad (3.21)$$

$$\eta_{Turb,vap} = \frac{\dot{W}_{Turbina\ 1,real}}{\dot{W}_{Turbina\ 1,iso}} \quad (3.22)$$

$$\frac{\dot{W}_{Turbina\ 1,real}}{\dot{m}_W} = h_1 - h_2 \quad (3.23)$$

Para análise da eficiência exergética da turbina em regime permanente e sem transferência de calor para vizinhança encontramos a equação 3.24.

$$\Psi_{Turbina\ 1} = \frac{\left[\frac{\dot{W}_{Turbina\ 1,real}}{\dot{m}_W} \right]}{(e_{f1} - e_{f2})} \quad (3.24)$$

A destruição da exergia na turbina a vapor de baixa pressão se calcula pela equação 3.25.

$$\dot{E}_{D,Turbina\ 1} = \dot{m}_W T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.25)$$

Para o segundo estágio da turbina seguem as seguintes equações 3.26, 3.27, 3.28, 3.29 e 3.30.

$$\frac{\dot{W}_{Turbina\ 2,iso}}{\dot{m}_W(1-Y)} = (h_3 - h_{4,iso}) \quad (3.26)$$

$$\frac{\dot{W}_{Turbina\ 2,real}}{\dot{m}_W(1-Y)} = (h_3 - h_4) \quad (3.27)$$

$$\eta_{Turb,vap} = \frac{\dot{W}_{Turbina\ 2,real}}{\dot{W}_{Turbina\ 2,iso}} \quad (3.28)$$

$$\Psi_{Turbina\ 2} = \frac{\left[\frac{\dot{W}_{Turbina\ 2,real}}{\dot{m}_W(1-Y)} \right]}{(e_{f3} - e_{f4})} \quad (3.29)$$

$$\dot{E}_{D,Turbina\ 2} = (1-Y)\dot{m}_W T_0 (s_4 - s_3) \quad (3.30)$$

3.3.3 Bombas

Para iniciar o cálculo das propriedades termodinâmicas nesse componente do ciclo deve-se começar por onde se tem as propriedades termodinâmicas, no caso pressão, temperatura e título da mistura, as quais servirão para calcular entalpia e entropia. O real motivo para começar por este ponto é a necessidade de encontrar o coeficiente o qual será multiplicado pela vazão mássica total do vapor de água, para assim, encontrar a quantidade correta de vapor que irá para esses componentes do ciclo termodinâmico, para assim calcular a potência necessária para a bomba.

Sabendo a pressão de entrada na bomba 1 e, que o fluido de trabalho se encontra no estado líquido saturado, logo, após passar pelo condensador, pode-se encontrar a entalpia e o volume específico neste estado. Como sabemos a pressão de saída da bomba, é possível encontrar o trabalho específico isentrópico da bomba e a entalpia isentrópica de saída. Como foi informado a eficiência isentrópica da bomba consegue-se, então, encontrar o trabalho específico real da bomba e a entalpia de saída real. As equações 3.31, 3.32, 3.33 e 3.34 representam o equacionamento desse passo a passo descrito.

$$\frac{\dot{W}_{B1,iso}}{\dot{m}_W(1-Y)} = v_5 * (P_5 - P_6) \quad (3.31)$$

$$\frac{\dot{W}_{B1,iso}}{\dot{m}_W(1-Y)} = (h_5 - h_{6,iso}) \quad (3.32)$$

$$\eta_{Bomba} = \frac{\dot{W}_{B1,iso}}{\dot{W}_{B1,real}} \quad (3.33)$$

$$\frac{\dot{W}_{B1,real}}{\dot{m}_W(1-Y)} = (h_5 - h_6) \quad (3.34)$$

Como a pressão P_6 é maior que a pressão P_5 , pode-se observar que o trabalho específico da bomba será negativo, pois para a bomba exercer trabalho e aumentar a pressão de um ponto para o outro, ela demanda energia externa a qual é considerada como um trabalho indesejado, trabalho negativo, porém necessário. Esse trabalho negativo é subtraído do ciclo diminuindo assim o trabalho líquido e a eficiência térmica.

A análise de segunda lei aplicada na bomba considerando que não há perdas de calor para a vizinhança, e que o processo ocorre em regime permanente pode ser definida pela equação 3.35 abaixo.

$$\Psi_{Bomba\ 1} = \frac{\dot{m}_W(1-Y)(e_{f6} - e_{f5})}{(-\dot{W}_{B1,iso})} \quad (3.35)$$

A equação da irreversibilidade na bomba 1 pode ser determinada pelo balanço de exergia, assim encontramos a equação 3.36.

$$\dot{E}_{D,Bomba\ 1} = (1-Y)\dot{m}_W T_0 (s_6 - s_5) \quad (3.36)$$

Em que $\dot{E}_{D,Bomba\ 1}$ é a irreversibilidade, ou destruição da exergia, mensurado em kW, e \dot{m}_W é a vazão mássica de vapor em kg/s que entra na bomba. A exergia específica de fluxo, e_{f5} e e_{f6} , é mensurada em kJ/kg.

Seguem as equações 3.37, 3.38, 3.39, 3.40, 3.41 e 3.42 a serem utilizadas na bomba 2. Nota-se que são as mesmas equações, contudo, as variáveis como vazão mássica e condições de temperatura e pressão são diferentes.

$$\frac{\dot{W}_{B2,iso}}{\dot{m}_W} = v_8 * (P_9 - P_8) \quad (3.37)$$

$$\frac{\dot{W}_{B2,iso}}{\dot{m}_W} = (h_8 - h_{9,iso}) \quad (3.38)$$

$$\eta_{Bomba} = \frac{\dot{W}_{B2,iso}}{\dot{W}_{B2,real}} \quad (3.39)$$

$$\frac{\dot{W}_{B2,real}}{\dot{m}_W} = (h_8 - h_{9,real}) \quad (3.40)$$

$$\Psi_{Bomba\ 2} = \frac{\dot{m}_W(e_{f9} - e_{f8})}{(-\dot{W}_{B1,iso})} \quad (3.41)$$

$$\dot{E}_{D,Bomba\ 2} = (1 - Y)\dot{m}_W T_0 (s_9 - s_8) \quad (3.42)$$

3.3.4 Aquecedor de Água de Alimentação aberto

O aquecedor de água de alimentação aberto, ou AAA aberto, é onde ocorre a mistura de duas correntes de fluidos a mesma pressão. Para sua modelagem é necessário o balanço de massa e de energia, logo podemos chegar a equação 3.43.

$$\dot{m}_W h_8 = Y\dot{m}_W h_7 + (1 - Y)\dot{m}_W h_6 \quad (3.43)$$

Sabendo os balanços de massas e energias, deve-se encontrar o coeficiente Y o qual significa o percentual de massa que deve ser extraído da turbina para realizar a realimentação e

assim proporcionar o aumento de eficiência térmica e exergética no ciclo. A equação 3.44 representa o equacionamento.

$$Y = \frac{(h_8 - h_6)}{(h_7 - h_6)} \quad (3.44)$$

As equações 3.45 e 3.46 que representam a eficiência de segunda lei do aquecedor de água de alimentação aberto e a destruição da exergia, respectivamente.

$$\Psi_{AAA\ Aberto} = \frac{(1 - Y)(e_{f8} - e_{f6})}{(Y)(e_{f7} - e_{f8})} \quad (3.45)$$

$$\dot{E}_{D,AAA\ Aberto} = \dot{m}_W * \{(Y)(e_{f7} - e_{f8}) - (1 - Y)(e_{f8} - e_{f6})\} \quad (3.46)$$

3.3.5 Condensador

O condensador é um trocador de calor, o qual tem por função retirar calor do ciclo e transformar o fluido de trabalho de um estado de vapor ou mistura em líquido saturado, essas são as características de um condensador ideal. Abaixo as equações de primeira lei, eficiência de segunda lei e irreversibilidade, 3.47, 3.48 e 3.49 respectivamente.

$$\dot{Q}_{Condensador} = \dot{m}_W(1 - Y)(h_5 - h_4) \quad (3.47)$$

$$\Psi_{Condensador} = \left[1 - \frac{\dot{m}_W(1 - Y)(e_{f4} - e_{f5})}{-\frac{T_0}{T_L} \dot{Q}_{Cond} + \dot{m}_W(1 - Y)(e_{f4} - e_{f5})} \right] \quad (3.48)$$

$$\dot{E}_{D,Condensador} = -\frac{T_0}{T_L} \dot{Q}_{Cond} + \dot{m}_W(1 - Y)(e_{f4} - e_{f5}) \quad (3.49)$$

Em que $\dot{Q}_{Condensador}$ representa a taxa de rejeição do calor em kW, \dot{m}_W a vazão mássica total do fluido de trabalho que é multiplicado pelos coeficientes para encontrar a real quantidade

de vazão mássica de vapor que passa pelo dispositivo, $\dot{E}_{D,Condensador}$ representa a taxa de destruição da exergia em kW, T_0 a temperatura de referência do ambiente que circunda o ciclo todo.

3.4 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO CICLO COMBINADO

A eficiência energética é o parâmetro principal da análise da primeira lei pois consegue-se quantificar o quanto do calor disponível está sendo realmente utilizado para realizar trabalho. Logo, a eficiência energética pode ser definida como a quantidade líquida de trabalho realizado dividido pela quantidade de calor fornecido, como vemos na equação 3.50 abaixo.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{Total}} \quad (3.50)$$

Em que η_T é a eficiência térmica do ciclo combinado, \dot{W} a soma do trabalho líquido do ciclo Brayton, ciclo a gás, e do ciclo Rankine, ciclo a vapor e \dot{Q}_{Total} a soma do calor fornecido ao ciclo Brayton, ciclo a gás, e ao ciclo Rankine, ciclo a vapor.

3.5 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA DO CICLO COMBINADO

A eficiência de segunda lei para um ciclo combinado Brayton- Rankine com regeneração segundo (KHALIQ; KAUSHIK, 2004) é apresentado pela equação 3.51 abaixo.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{Total} \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} \quad (3.51)$$

4. RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos através da aplicação da metodologia escolhida para o cálculo do ciclo termodinâmico proposto e, também, será analisado as condições ótimas do ciclo variando as pressões da saída da turbina e aplicando a primeira e segunda lei da termodinâmica para todos os processos e dispositivos presentes no ciclo termodinâmico proposto. O software utilizado para o cálculo das propriedades

termodinâmicas é o EES (Engineering Equation Solver). Para facilitar o entendimento, os resultados serão divididos em duas análises, energética e exergetica.

4.1 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

As variáveis de interesse da análise são a eficiência energética, a vazão mássica de ar, taxa de calor da combustão. Para analisar como esses parâmetros se comportam em função da pressão de saída da turbina, serão apresentados o comportamento dessas variáveis em função da pressão de saída da turbina.

4.1.1 Comparativo com a pressão otimizada

Na Tabela 2 encontra-se a vazão mássica de ar, a potência líquida do ciclo, calor total entregue ao ciclo e a eficiência térmica do ciclo para pressão de saída da turbina a vapor em P_2 igual a 3000 kPa, ou seja, sem otimização da pressão de saída da turbina.

Tabela 2 – Dados ciclo combinado

Parâmetro	Valor	Unidade
η_T	41,81	%
$\dot{W}_{Líquido}$	70	MW
\dot{Q}_{Total}	167,40	MW
\dot{m}_{ar}	107,5	Kg/s
\dot{m}_W	9,68	Kg/s

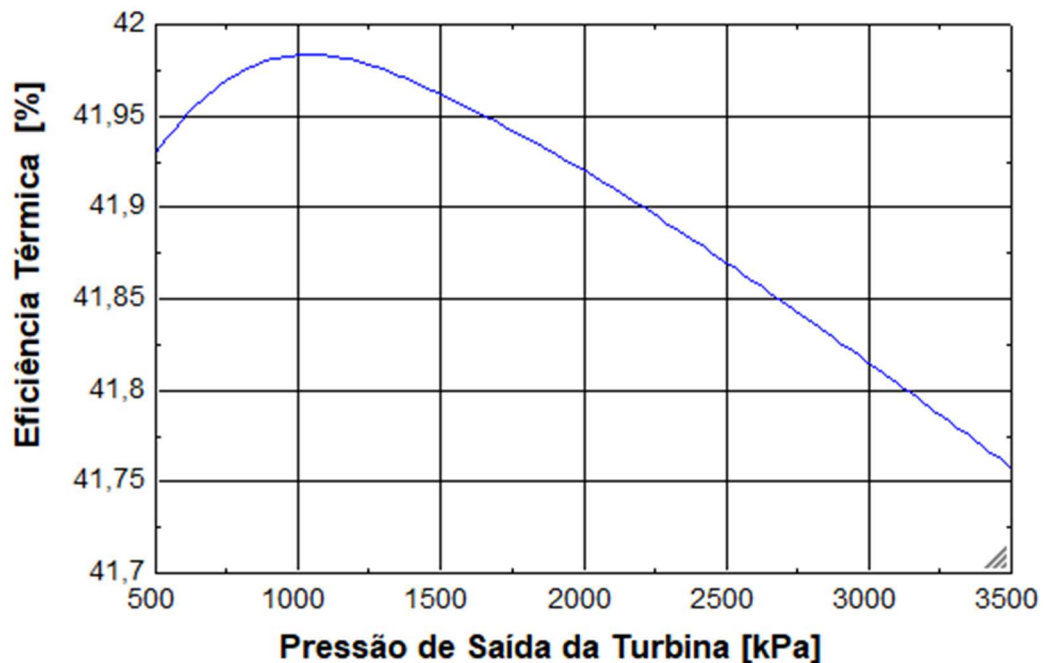
Fonte: AUTOR

Em seguida, os gráficos da eficiência térmica, calor entregue e vazão mássica de ar em função da pressão da saída da turbina a vapor otimizado para a máxima eficiência térmica do ciclo combinado.

4.1.2 Análise energética da eficiência térmica

Na Figura 10 abaixo pode-se analisar que existe um ponto ótimo de pressão da saída da turbina que maximiza a eficiência térmica do ciclo combinado. A região de máxima eficiência é alcançada quando a pressão de saída da turbina é de 967 kPa e, proporciona uma eficiência térmica de 41,98%. Se comparado a eficiência térmica encontrada no ciclo inicial proposto, após a otimização da pressão de saída da turbina, houve um aumento de 0,17% na eficiência térmica do ciclo combinado. Aumentos de eficiência térmica de qualquer magnitude são desejáveis, pois significa que se faz necessário uma menor quantidade de combustível.

Figura 10 – Eficiência energética em função da pressão de saída da turbina

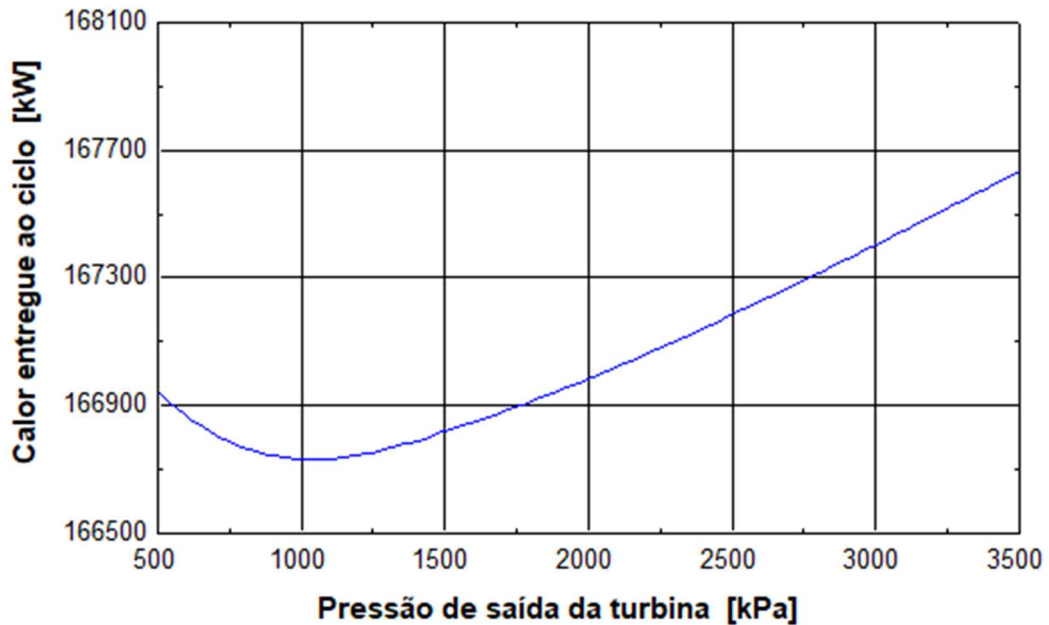


Fonte: AUTOR

4.1.3 Análise energética do calor entregue ao ciclo

Na Figura 11 vemos que na mesma pressão que maximiza a eficiência térmica do ciclo é o ponto que minimiza a quantidade de calor entregue do ciclo, o que já era esperado pois como a potência gerada é constante, 70MW, para maximizar a eficiência térmica, devesse minimizar a quantidade de calor entregue. A pressão de saída de turbina de 967 kPa proporciona uma entrega de calor de 166,73 MW. Em relação ao ciclo com pressão inicial padrão, a otimização proporcionou uma redução de 0,67% de calor entregue ao ciclo.

Figura 11 – Calor entregue em função da pressão de saída da turbina

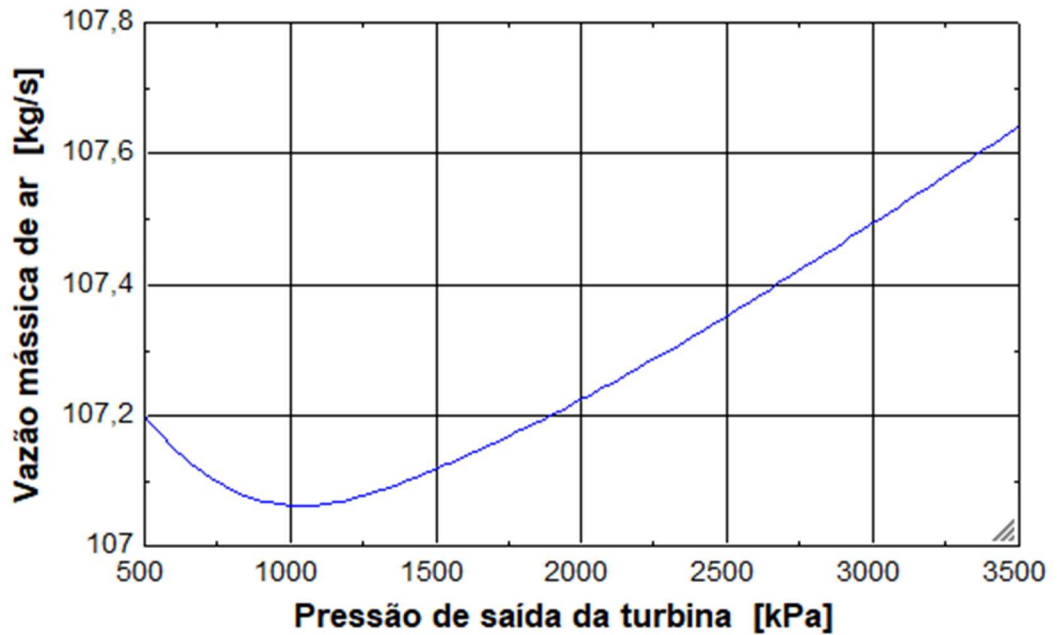


Fonte: AUTOR

4.1.4 Análise energética da vazão mássica no ciclo a gás e no ciclo a vapor

Na Figura 12 abaixo, pode-se notar que existe uma região de pressão de saída da turbina que minimiza a vazão mássica de ar. Na pressão de saída da turbina de 967 kPa, onde a eficiência térmica é otimizada, encontramos a menor vazão mássica de ar para o ciclo proposto 107,1 kg/s. Como a potência gerada no ciclo é constante, 70MW, a pressão que otimiza a eficiência do ciclo minimiza a entrega de calor e a vazão mássica de ar necessária, gerando assim uma economia de combustível, pois a quantidade de combustível é proporcional a vazão mássica de ar que adentra o ciclo. Em relação ao ciclo com pressão inicial padrão, a otimização trouxe uma diminuição de 0,4% da vazão mássica de ar necessária.

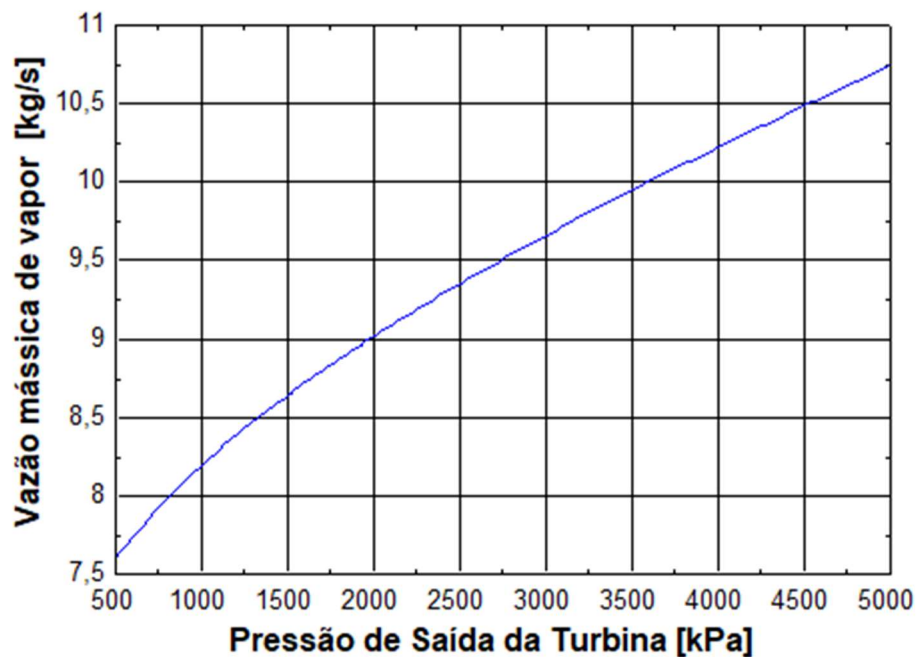
Figura 12 – Vazão mássica de ar em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

Para o ciclo a vapor, a vazão mássica de vapor é diretamente proporcional a pressão de saída da turbina, logo essa variável é uma consequência das condições limites impostas no momento do desenvolvimento do ciclo não podendo ser otimizada, como vemos na Figura 13.

Figura 13 – Vazão mássica de vapor em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

4.2 RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

Neste ponto será comparado a destruição de exergia, irreversibilidades, e a eficiência de segunda lei da termodinâmica nos equipamentos e no ciclo como um todo. Essa análise é necessária, pois mostra o quão próximo do ideal estão cada sistema do ciclo além de fornecer uma visão mais ampla do ciclo como um todo. Além da apresentação das irreversibilidades e das eficiências dos componentes do ciclo, será feito um comparativo entre as eficiências com o estado original. Na *Tabela 3* abaixo, encontra-se com as informações das exergias destruídas, também chamadas de irreversibilidades, e as eficiências de segunda lei dos componentes do ciclo proposto utilizando a pressão padrão de saída da turbina.

Tabela 3 – Dados de Eficiência exergética e Irreversibilidade

Destruição de Exergia	Valor	Unidade	Eficiência Exergética	Valor	Unidade
$\dot{E}_{Compressor}$	1858,64	kW	$\Psi_{Compressor}$	95,37	%
$\dot{E}_{Câmara,Combustão}$	214803,44	kW	$\Psi_{Câmara,Combustão}$	52,03	%
$\dot{E}_{Turb,gas}$	2635,14	kW	$\Psi_{Turb,gas}$	97,40	%
$\dot{E}_{Trocador 1}$	4047,05	kW	$\Psi_{Trocador 1}$	75,94	%
$\dot{E}_{Trocador 2}$	101,16	kW	$\Psi_{Trocador 2}$	94,01	%
$\dot{E}_{Turbina 1}$	111,32	kW	$\Psi_{Turbina 1}$	96,47	%
$\dot{E}_{Turbina 2}$	696,60	kW	$\Psi_{Turbina 2}$	92,48	%
$\dot{E}_{Condensador}$	16386,91	kW	$\Psi_{Condensador}$	91,2	%
$\dot{E}_{AAA aberto}$	953	kW	$\Psi_{AAA aberto}$	62,08	%
$\dot{E}_{Bomba 1}$	2,76	kW	$\Psi_{Bomba 1}$	95,69	%
$\dot{E}_{Bomba 2}$	4,77	kW	$\Psi_{Bomba 2}$	92,86	%

Fonte: AUTOR

Em seguida os dados de exergia destruída e eficiência de segunda lei dos equipamentos do ciclo proposto quando a pressão é otimizada para a máxima eficiência na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados de eficiência exergética e irreversibilidade quando ciclo otimizado

Destrução de Exergia	Valor	Unidade	Eficiência Exergética	Valor	Unidade
$\dot{E}_{Compressor}$	1851,18	kW	$\Psi_{Compressor}$	95,37	%
$\dot{E}_{Câmara,Combustão}$	213941,04	kW	$\Psi_{Câmara,Combustão}$	52,03	%
$\dot{E}_{Turb,gas}$	2624,56	kW	$\Psi_{Turb,gas}$	97,40	%
$\dot{E}_{Trocador 1}$	3998,95	kW	$\Psi_{Trocador 1}$	74,31	%
$\dot{E}_{Trocador 2}$	358,95	kW	$\Psi_{Trocador 2}$	87,48	%
$\dot{E}_{Turbina 1}$	230,38	kW	$\Psi_{Turbina 1}$	95,53	%
$\dot{E}_{Turbina 2}$	544,2	kW	$\Psi_{Turbina 2}$	92,7	%
$\dot{E}_{Condensador}$	14737,19	kW	$\Psi_{Condensador}$	91,0	%
$\dot{E}_{AAA aberto}$	473,41	kW	$\Psi_{AAA aberto}$	63,11	%
$\dot{E}_{Bomba 1}$	0,81	kW	$\Psi_{Bomba 1}$	71,18	%
$\dot{E}_{Bomba 2}$	5,88	kW	$\Psi_{Bomba 2}$	91,98	%

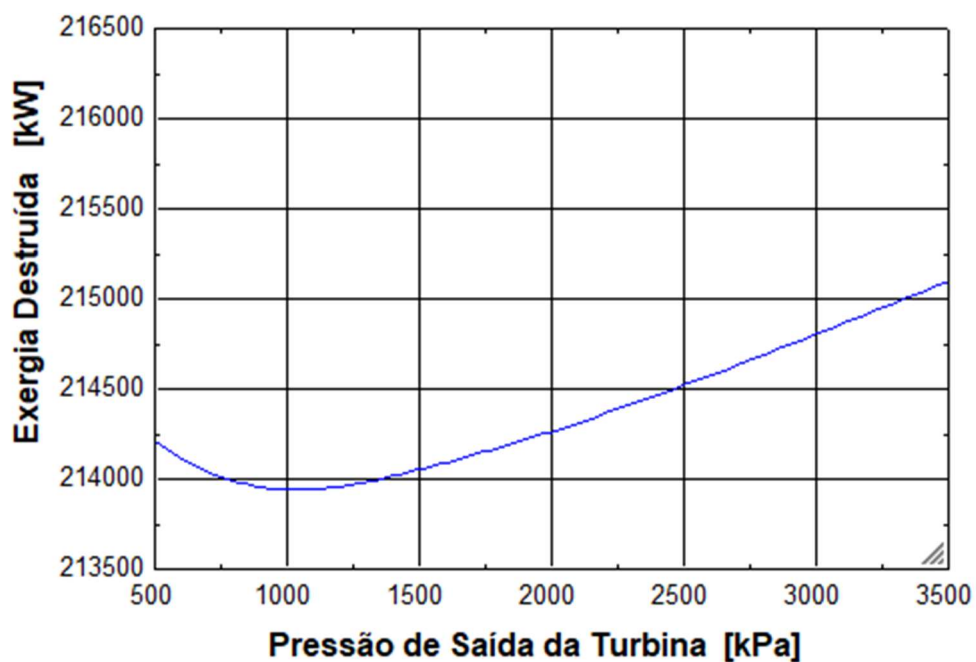
Fonte: AUTOR

Comparando ambas tabelas, ciclo inicial e otimizado, é possível observar que alguns dispositivos mesmo com a otimização do ciclo tiveram suas eficiências e destruição de exergia aumentados, ou seja, tiveram queda de performance, entretanto, outros dispositivos melhoraram suas performances. Isso ocorre pois para a otimização da eficiência energética e exergética, a última será abordada mais a frente, é necessário que as destruições de exergia geral do ciclo diminua, mesmo que, cause um aumento em alguns componentes do ciclo, pois como veremos, alguns dispositivos não possuem uma melhor eficiência exergética em regiões de pressão próxima a pressão que otimiza o ciclo.

Com esses dados vemos que as principais fontes de irreversibilidades no ciclo são a câmara de combustão e o condensador que juntos correspondem a 95% de toda a irreversibilidade gerada no ciclo. Para a câmara de combustão a pressão de saída que minimiza

a destruição de exergia, é a mesma que otimiza o ciclo para a máxima eficiência térmica, o que já era esperado pois como uma menor quantidade de exergia é destruída, logo, essa exergia é aproveitada na forma de calor. Nesse ciclo apresentado a eficiência de segunda lei da câmara de combustão se mantém constante, devido a algumas considerações iniciais feita no ciclo a exemplo, deixar a vazão mássica de ar como uma variável livre em função das condições termodinâmicas do ciclo. Abaixo na Figura 14 a destruição de exergia na câmara de combustão.

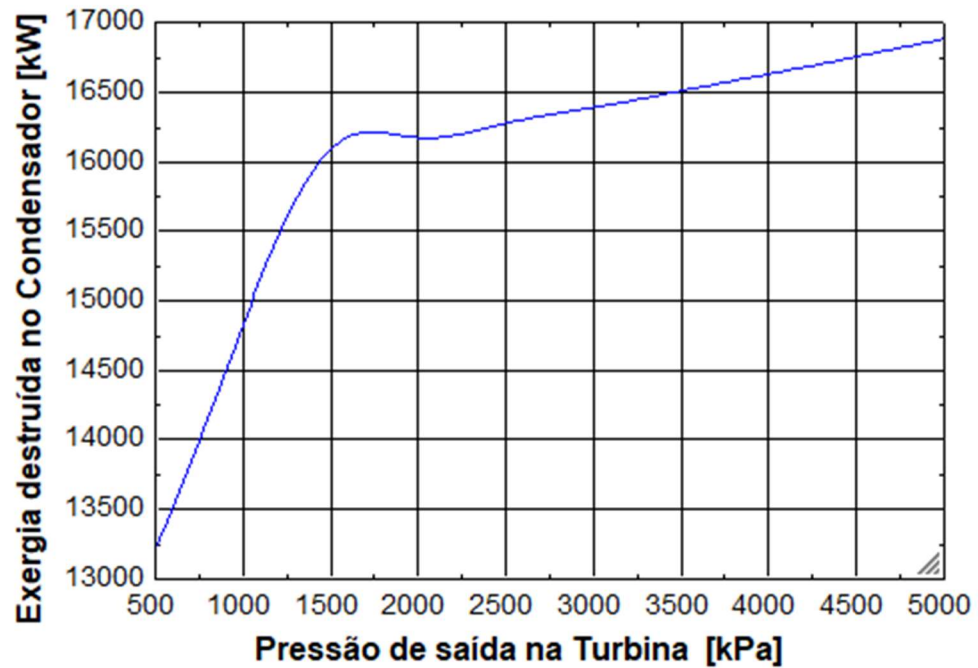
Figura 14 – Exergia destruída na câmara de combustão em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

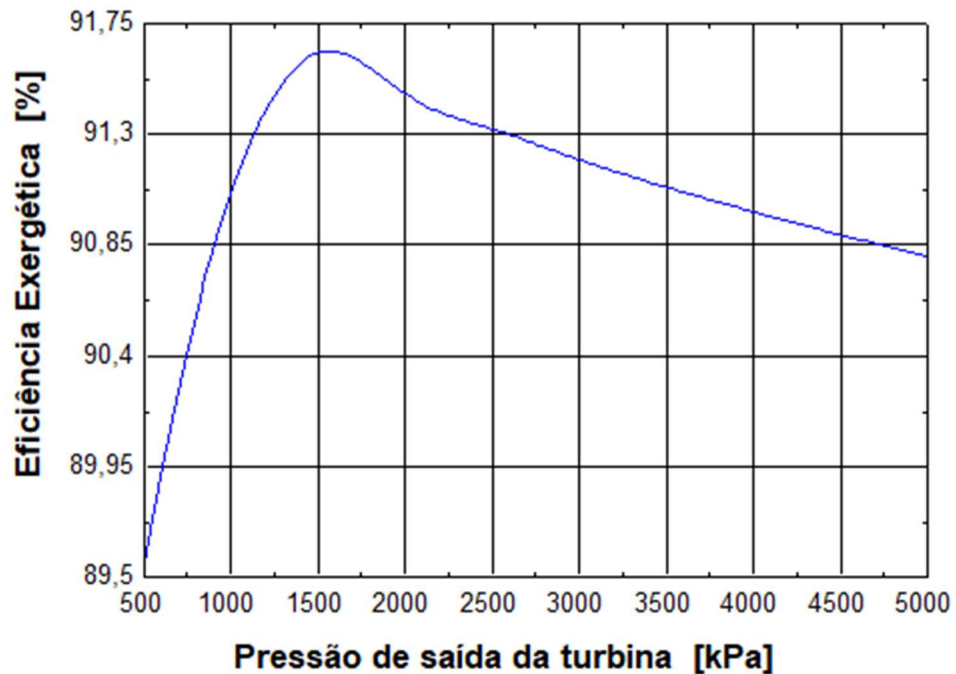
Quando se analisa o condensador, é visto que há uma relação quase que diretamente proporcional entre o aumento da exergia destruída e o aumento da pressão de saída da turbina. Quanto a eficiência do condensador, há uma região de pressão de saída da turbina onde se maximiza a eficiência de segunda lei do condensador, essa pressão é a de 1519 kPa. Abaixo na Figura 15 vemos a destruição de exergia em função da variação da pressão de saída da turbina e, na Figura 16 a eficiência exergética do condensador em função da variação de pressão.

Figura 15 – Exergia destruída no condensador em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

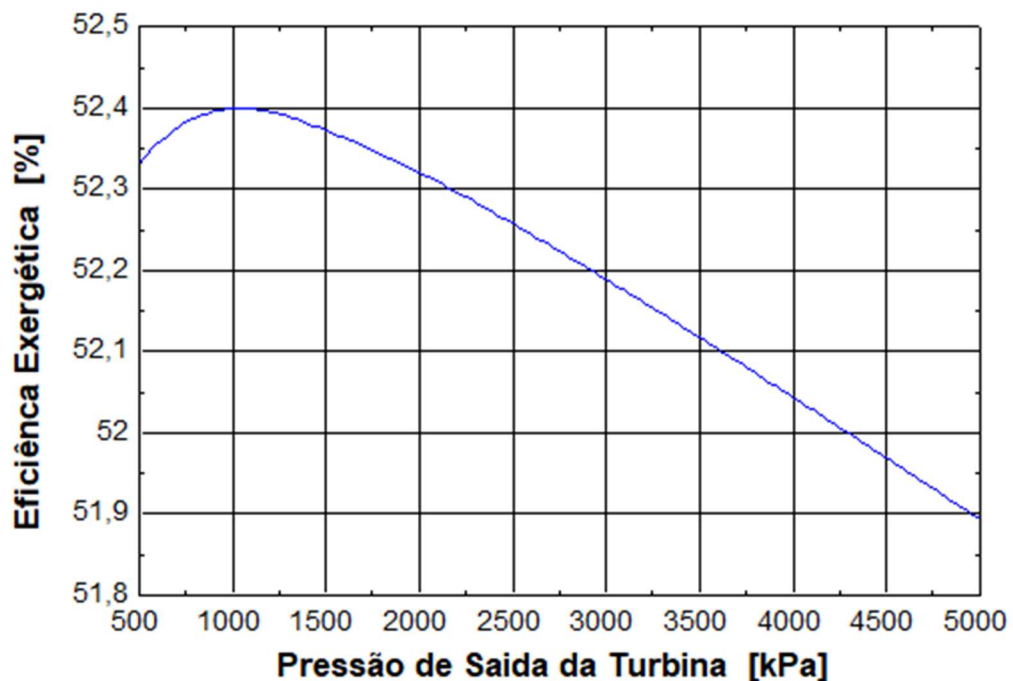
Figura 16 – Eficiência exergética do condensador em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

Por fim, a eficiência exergética do ciclo como um todo, o qual pode ser otimizado a partir da variação da pressão de saída da turbina. Nas condições iniciais do ciclo, isto é, com pressão de saída da turbina igual a 3000 kPa obtinha-se uma eficiência exergética do ciclo de 52,19%. Após otimização, elevou-se a eficiência para 52,40% com pressão ótima em 967kPa, proporcionando um aumento de 0,21%. Abaixo na *Figura 17* vemos a eficiência exergética em função da pressão de saída da turbina.

Figura 17 – Eficiência exergética do ciclo em função da pressão de saída da turbina



Fonte: AUTOR

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentadas as análises energética e exergética de um ciclo combinado Brayton-Rankine, com utilização de reaquecimento e regeneração no ciclo Rankine, com o intuito de aumentar a eficiência energética e exergética, o que se provou verídico. A utilização de um ciclo combinado e de arranjos diferentes do ciclo Rankine padrão, ou seja, utilização de reaquecimento e regeneração, se provaram proporcionar maior eficiência energética ao ciclo, como previsto nas bibliografias de referência. Com a otimização da pressão de saída da turbina conseguiu-se maximizar ainda mais as eficiências energéticas e exergéticas

do ciclo, em relação a pressão padrão utilizada, como era previsto nas bibliografias utilizadas como referência.

5.1 CONCLUSÃO SOBRE ANÁLISE ENERGÉTICA

Na comparação do ciclo padrão e ciclo otimizado, maximizou-se a eficiência energética do ciclo com o correto ajuste da pressão de saída do primeiro estágio da turbina, o que mudou a quantidade de massa de vapor que vai para a regeneração e a quantidade de massa de gás que vão para o trocador de calor 1 e 2, fazendo com que a entrega de calor ao ciclo combinado Brayton-Rankine diminuísse, mantendo a mesma potência líquida gerada de 70MW. Logo após a otimização, a eficiência térmica do ciclo combinado foi de 41,98%, aumento de 0,17%, e o calor entregue passou para 166,73MW, uma queda de 0,67%, o que a longo prazo irá gerar benefícios ambientais devido a menor utilização da queima de combustíveis para geração de calor e, benefícios econômicos devido ao menor gasto com a compra de combustíveis, como sugerido e previsto na introdução e nos objetivos iniciais do trabalho.

5.2 CONCLUSÃO SOBRE ANÁLISE EXERGÉTICA

Na comparação do ciclo padrão e ciclo otimizado, maximizou-se a eficiência exergética do ciclo como um todo, e, não necessariamente todos os componentes do ciclo, afinal para maximizar a eficiência exergética precisa-se diminuir a irreversibilidade geral do ciclo, mesmo que dessa forma aumente em alguns pontos a irreversibilidade, o que importa, é a irreversibilidade geral líquida do ciclo. Com a otimização, a eficiência exergética do ciclo alcançou 52,40%, ocasionando um aumento de 0,21%.

REFERÊNCIAS

- ACAR, H. I. Second law analysis of the reheat-regenerative rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 7, p. 647–657, 1997.
- AHMADI, P.; DINCER, I.; ROSEN, M. A. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. **Energy**, v. 36, n. 10, p. 5886–5898, 2011.
- ASTOLFI, M. Technical options for organic rankine cycle systems. **Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications**, n. 1, p. 67–89, 2017.
- BRANCO, F. P. Análise Termoeconômica De Uma Usina Termelétrica a Gás Natural Operando Em Ciclo Aberto E Em Ciclo Combinado. p. 179, 2005.
- ÇENGEL;BOLES. **Thermodynamics_ an Engineering Approach. Ninth Edition.2019.** [s.l: s.n.].
- CHOI, I. H. et al. Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery. **Energy**, v. 61, p. 179–195, 2013.
- DA SILVA, D. Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a carvão mineral. p. 297, 2004.
- DOS SANTOS, J. T. Análise De Um Ciclo Combinado Brayton/Rankine Com Dois Regeneradores Em Paralelo. 2013.
- HABIB, A. Second-Law-Based thermodynamic analysis of regenerative-Reheat Rankine-cycle power plants. **Energy**, v. 17, n. 3, p. 295–301, 1992.
- JANGHORBAN ESFAHANI, I.; YOO, C. K. Exergy analysis and parametric optimization of three power and fresh water cogeneration systems using refrigeration chillers. **Energy**, v. 59, p. 340–355, 2013.
- JUBEH, N. M. Exergy analysis and second law efficiency of a regenerative Brayton cycle with isothermal heat addition. **Entropy**, v. 7, n. 3, p. 172–187, 2005.
- KHALIQ, A.; KAUSHIK, S. C. Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat. **Applied Energy**, v. 78, n. 2, p. 179–197, 2004.
- KHANMOHAMMADI, A. A. Exergy analysis of a 420MW combined cycle power plant. **Archives of Thermodynamics**, v. 33, n. 4, p. 23–40, 2012.
- KOCH, C.; CZIESLA, F.; TSATSARONIS, G. Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 11, p. 1151–1159, 2007.
- LE ROUX, W. G.; BELLO-OCHEDE, T.; MEYER, J. P. A review on the thermodynamic

optimisation and modelling of the solar thermal Brayton cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 28, p. 677–690, 2013.

LEMOS, F. ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA USINA TERMELÉTRICA OPERANDO EM CICLO COMBINADO. p. 368, 2018.

MARQUES, R. Análise exergética de uma termelétrica operando em ciclo regenerativo com desaerador. 2017.

MARRERO, I. O. et al. Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 43, n. 4, p. 557–573, 2002.

MORAN;SHAPIRO. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. Ninth edit ed. [s.l: s.n.].

N. R. CAETANO¹, A. C. RUOSO², E. X. BARRETO, C. E. G. FALCÃO, L. A. O. R. COMBINED GAS-STEAM POWER CYCLE WITH TWO REGENERATORS IN PARALLEL. v. 148, p. 1–27, 2019.

RHAPHAEL, S. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA TERMELÉTRICA OPERANDO EM CICLO COMBINADO Santa Maria , RS. 2018.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; AUMANN, R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 1033–1039, 2010.

TICÂ, A. et al. Design of a combined cycle power plant model for optimization. **Applied Energy**, v. 98, p. 256–265, 2012.

TOLMASQUIM, M. **ENERGIA TERMELÉTRICA, GÁS NATURAL, BIOMASSA, CARVÃO, NUCLEAR**. RIO DE JANEIRO: [s.n.]. v. 148

VAN WYLEN. **Fundamentos da Termodinâmica**, 1998.

ANEXO A – CÓDIGO UTILIZADO NO EES

"!ESTADO 1"

```
P1=100 [kPa]
T1=25 [C]
H1=ENTHALPY(Air;T=T1)
S1=ENTROPY(Air;T=T1;P=P1)
{m_ar=100}
T0=298,15 [K]
ef1=H1 -T0*(S1)
P0=P1
```

"!ESTADO 2"

```
eta_Comp=0,9
P2=1400 [kPa]
S2_iso_gas=S1
T2_iso=TEMPERATURE(Air;P=P2;S=S2_iso_gas)
H2_iso_gas=ENTHALPY(Air;T=T2_iso)
WComp_iso=H1-H2_iso_gas
WComp_Real=WComp_iso/eta_Comp
WComp_Real=H1-H2
S2_real=ENTROPY(Air;H=H2;P=P2)
T2=TEMPERATURE(Air;P=P2;S=S2_real)
ef2=H2-(T0*S2_real)
WComp_dot_Real=WComp_Real*m_ar
PSI_Compressor=((m_ar*(ef2-ef1))/(-WComp_dot_Real))*100
Ed_dot_Compressor=-WComp_dot_Real+(m_ar*(ef1-ef2))
```

"!CÂMARA DE COMBUSTÃO"

"!ESTADO 3"

```
P3=P2
T3=1500 [C]
H3=ENTHALPY(Air;T=T3)
S3=ENTROPY(Air;T=T3;P=P3)
Q_Gas= H3-H2
ef3=H3-(T0*S3)
Ed_dot_Câmara_de_Combustão = (1-(T0/T3))*Q_dot_Gas + m_ar*(ef3-ef2)
PSI_Câmara_de_Combustão =(1-(m_ar*(H3-H2-T0*(S3-
S2_Real)))/Ed_dot_Câmara_de_Combustão)*100
```

"!ESTADO 4"

```
eta_Turbina_Gas=0,92
P4=100 [kPa]
S4_iso_gas=S3
H4_iso_gas=ENTHALPY(Air;P=P4;S=S4_iso_gas)
WT_Gas_iso=H3-H4_iso_gas
WT_Gas_real=H3-H4
eta_Turbina_Gas=(WT_Gas_real/WT_Gas_iso)
T4=TEMPERATURE(Air;H=H4)
S4_gas=ENTROPY(Air;T=T4;P=P4)

ef4=H4-(T0*S4_gas)

WT_dot_Gas=(H3-H4)*m_ar
```

$$\begin{aligned} \text{Ed_dot_Turb_Gas} &= m_ar * (ef3 - ef4) - \text{WT_dot_Gas} \\ \text{PSI_Turb_Gas} &= ((m_ar * \text{WT_Gas_real}) / (m_ar * (ef3 - ef4))) * 100 \end{aligned}$$

"!ESTADO 5 - TROCADORES DE CALOR"

$$\begin{aligned} P5 &= P4 \\ T5 &= 500 \text{ [K]} \\ H5 &= \text{ENTHALPY}(\text{Air}; T=T5) \\ S5_gas &= \text{ENTROPY}(\text{Air}; T=T5; P=P5) \\ ef5 &= H5 - (T0 * S5_gas) \end{aligned}$$

"!TROCADOR DE CALOR 1"

$$\begin{aligned} Z * m_ar * (H4 - H5) &= m_vapor * (H[1] - H[9]) \\ \text{PSI_IHEX1} &= ((m_vapor * (ef[1] - ef[9])) / (m_ar * Z * (ef4 - ef5))) * 100 \\ \text{Ed_dot_IHEX1} &= m_ar * Z * (ef4 - ef5) - m_vapor * (ef[1] - ef[9]) \end{aligned}$$

"!TROCADOR DE CALOR 2"

$$\begin{aligned} m_ar * (1 - Z) * (H4 - H5) &= m_vapor * (1 - Y) * (H[3] - H[2]) \\ \text{PSI_IHEX2} &= ((m_vapor * (1 - Y) * (ef[3] - ef[2])) / (m_ar * (1 - Z) * (ef4 - ef5))) * 100 \\ \text{Ed_dot_IHEX2} &= m_ar * (1 - Z) * (ef4 - ef5) - m_vapor * (1 - Y) * (ef[3] - ef[2]) \end{aligned}$$

"ESTADO 1"

$$\begin{aligned} P[1] &= 8000 \text{ [kPa]} \\ T[1] &= 600 \text{ [C]} \\ H[1] &= \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[1]; T=T[1]) \\ S[1] &= \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[1]; T=T[1]) \\ ef[1] &= H[1] - T0 * S[1] \end{aligned}$$

"ESTADO 2"

$$\begin{aligned} P[2] &= 3000 \\ \text{eta_Turb} &= 0,92 \\ S2_iso &= S[1] \\ H2_iso &= \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[2]; S=S2_iso) \\ \text{WT1_iso} &= H[1] - H2_iso \\ \text{WT1} &= H[1] - H[2] \\ \text{eta_Turb} &= \text{WT1} / \text{WT1_iso} \\ S[2] &= \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; H=H[2]; P=P[2]) \\ T[2] &= \text{TEMPERATURE}(\text{STEAM}; H=H[2]; S=S[2]) \\ \text{WT1_dot} &= m_vapor * \text{WT1} \\ ef[2] &= H[2] - T0 * S[2] \\ \text{PSI_Turb_1} &= (\text{WT1} / (ef[1] - ef[2])) * 100 \\ \text{Ed_dot_Turb1} &= m_vapor * T0 * (S[2] - S[1]) \end{aligned}$$

"ESTADO 3"

$$\begin{aligned} P[3] &= P[2] \\ T[3] &= T[1] \\ H[3] &= \text{ENTHALPY}(\text{STEAM}; P=P[3]; T=T[3]) \\ S[3] &= \text{ENTROPY}(\text{STEAM}; P=P[3]; T=T[3]) \\ Q2 &= H[3] - H[2] \\ ef[3] &= H[3] - T0 * S[3] \end{aligned}$$

"ESTADO 4"

$P[4]=10$
 $S4_iso=S[3]$
 $H4_iso=ENTHALPY(STEAM;P=P[4];S=S4_iso)$
 $WT2_iso=H[3]-H4_iso$
 $WT2=H[3]-H[4]$
 $eta_Turb=WT2/WT2_iso$
 $S[4]=ENTROPY(STEAM;P=P[4];H=H[4])$
 $T[4]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[4];S=S[4])$
 $WT2_dot=m_vapor*WT2$
 $ef[4]=H[4]-T0*S[4]$
 $PSI_Turb_2=((WT2)/(ef[3]-ef[4]))*100$
 $Ed_dot_Turb2=m_vapor*(1-Y)*T0*(S[4]-S[3])$

"ESTADO 5"

$X5=0$
 $P[5]=P[4]$
 $H[5]=ENTHALPY(STEAM;P=P[5];X=X5)$
 $S[5]=ENTROPY(STEAM;P=P[5];X=X5)$
 $Q_Cond=H[5]-H[4]$
 $T[5]=TEMPERATURE(STEAM;P=P[5];S=S[5])$
 $ef[5]=H[5]-T0*S[5]$
 $T_L=T[4]+273,15$
 $Ed_dot_Condensador=(-1*(T0/T_L)*Q_dot_Cond)+m_vapor*(1-Y)*(ef[4]-ef[5])$
 $DELTA_E=m_vapor*(1-Y)*(H[4]-H[5]-T0*(S[4]-S[5]))$
 $PSI_Condensador=(1-(DELTA_E/Ed_dot_Condensador))*100$

"ESTADO 6"

$P[6]=P[7]$
 $V5=VOLUME(STEAM;P=P[5];X=X5)$
 $WB1_iso=(P[5]-P[6])*V5$
 $H6_iso=H[5]-WB1_iso$
 $eta_Bomb=0,88$
 $eta_Bomb=WB1_iso/WB1$
 $WB1=H[5]-H[6]$
 $WB1_dot=m_vapor*WB1$
 $T[6]=TEMPERATURE(STEAM;H=H[6];P=P[6])$
 $S[6]=ENTROPY(STEAM;H=H[6];T=T[6])$
 $ef[6]=H[6]-T0*S[6]$
 $PSI_Bomb1=(m_vapor*(1-Y)*(ef[6]-ef[5])/(-WB1_dot))*100$
 $Ed_dot_Bomb1=m_vapor*(1-Y)*T0*(S[6]-S[5])$

"ESTADO 7"

$P[7]=P[2]$
 $T[7]=T[2]$
 $H[7]=ENTHALPY(STEAM;P=P[7];T=T[7])$
 $S[7]=ENTROPY(STEAM;P=P[7];T=T[7])$
 $ef[7]=H[7]-T0*S[7]$

"ESTADO 8"

$P[8]=P[7]$
 $X8=0$
 $H[8]=ENTHALPY(STEAM;P=P[8];X=X8)$
 $H[8]=(Y*H[7])+((1-Y)*H[6])$
 $V8=VOLUME(STEAM;H=H[8];X=X8)$
 $S[8]=ENTROPY(STEAM;H=H[8];X=X8)$

$T[8]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};H=H[8];X=X8)$
 $ef[8]=H[8]-T0*S[8]$
 $PSI_MIXER=\frac{((1-Y)*(ef[8]-ef[6]))}{(Y*(ef[7]-ef[8]))}*100$
 $Ed_dot_MIXER=m_vapor*(Y*(ef[7]-ef[8])-(1-Y)*(ef[8]-ef[6]))$

"ESTADO 9"

$P[9]=P[1]$
 $WB2_iso=(P[8]-P[9])*V8$
 $H9_iso=H[8]-WB2_iso$
 $WB2=H[8]-H[9]$
 $eta_Bomb=WB2_iso/WB2$
 $T[9]=\text{TEMPERATURE}(\text{STEAM};H=H[9];P=P[9])$
 $S[9]=\text{ENTROPY}(\text{STEAM};H=H[9];T=T[9])$
 $WB2_dot=m_vapor*WB2$
 $Q1=H[1]-H[9]$
 $ef[9]=H[9]-T0*S[9]$
 $PSI_Bomb2=(m_vapor*(ef[9]-ef[8])/(-WB2_dot))*100$
 $Ed_dot_Bomb2=m_vapor*T0*(S[9]-S[8])$

"EFICIÊNCIAS"

$Q_dot_Cond=m_vapor*(1-Y)*(H[5]-H[4])$
 $Q1_dot=(H[1]-H[9])*m_vapor$
 $Q2_dot=(H[3]-H[2])*(1-Y)*m_vapor$
 $Q_dot_Vapor=Q1_dot+Q2_dot$
 $Q_dot_Gas=m_ar*(H3-H2)$
 $Q_Net=Q_dot_Vapor+Q_dot_Gas$

$W_Net=70*10^3$
 $W_Net=WT1_dot+(WT2_dot*(1-Y))+((1-Y)*WB1_dot)+WB2_dot+WT_dot_Gas+WComp_dot_Real$
 $W_dot_Vapor=WT1_dot+(WT2_dot*(1-Y))+((1-Y)*WB1_dot)+WB2_dot$
 $W_dot_Gas=WT_dot_Gas+WComp_dot_Real$

$eta_Vapor=(W_dot_Vapor/Q_dot_Vapor)*100$
 $eta_Gas=(W_dot_Gas/Q_dot_Gas)*100$
 $eta_Combinado=(W_Net/Q_Net)*100$
 $eta_II=W_Net/(Q_Net*(1-((T1+273,15)/T3)))*100$