

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

**CAIO DE LIMA BARBOZA
GUILHERME CANTELMO CEZAR**

**ANÁLISE ENERGÉTICA E ESTUDOS PARAMÉTRICOS DE CICLOS
COMBINADOS GÁS-VAPOR UTILIZANDO GÁS NATURAL COMO
COMBUSTÍVEL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO
2023**

**CAIO DE LIMA BARBOZA
GUILHERME CANTELMO CEZAR**

**ANÁLISE ENERGÉTICA E ESTUDOS PARAMÉTRICOS DE CICLOS
COMBINADOS GÁS-VAPOR UTILIZANDO GÁS NATURAL COMO
COMBUSTÍVEL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Coordenação de Engenharia, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Guedes Catunda

RIO DE JANEIRO

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

B239 Barboza, Caio de Lima
Análise energética e estudos paramétricos de ciclos combinados gás-vapor utilizando gás natural como combustível / Caio de Lima Barboza [e] Guilherme Cantelmo Cezar – 2023.
109 f.: il (algumas color.) + apêndice , enc.

Projeto Final (Graduação). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.
Bibliografia: f. 106-109.
Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda.

1. Engenharia mecânica. 2. Eficiência energética. 3. Gás Natural. 4. Usina Termoelétrica. I. Cezar, Guilherme Cantelmo. II. Catunda, Carlos Eduardo Guedes (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por nos possibilitar chegar até aqui e poder completar mais uma etapa em nossas vidas, passando intactos por um dos momentos mais difíceis dos últimos anos, a pandemia, pois sem a permissão Dele, nada disso seria possível.

Às nossas famílias que foram fundamentais naqueles momentos difíceis em que pensamos em desistir, nos incentivando, ouvindo, compreendendo, dando atenção e base em toda a longa trajetória até a formação, possibilitando a realização do curso.

Aos professores da universidade, pelos ensinamentos que nos permitiram aprender a estudar, pensar de forma crítica e a ser um engenheiro, transmitindo conhecimentos técnicos e principalmente experiências profissionais, em especial ao Prof. Dr. Carlos Catunda pela orientação, conselhos e dicas compartilhados de forma assertiva possibilitando a realização deste trabalho.

Aos colegas de curso, pela amizade criada, apoio, companheirismo, troca de experiências e união do grupo que nos fizeram persistir a essa caminhada que por vezes parecia ser impossível ou muito longa para ser completada.

RESUMO

Barboza, Caio de Lima. Cezar, Guilherme Cantelmo. **ANÁLISE ENERGÉTICA E ESTUDOS PARAMÉTRICOS DE CICLOS COMBINADOS GÁS-VAPOR UTILIZANDO GÁS NATURAL COMO COMBUSTÍVEL**. 2023. 112 folhas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2023.

Este trabalho tem como objetivo analisar a eficiência energética de diferentes configurações de ciclos combinados Gás-Vapor, utilizando gases descartados provenientes de poços de petróleo. O estudo busca demonstrar como é possível alcançar maior eficiência e quantificar a energia gerada com base nos parâmetros de vazão de gás, quantidade de ar, vapor, entre outros e na adição de equipamentos nos ciclos. Para isso, são utilizados dados reais de uma empresa brasileira, que atua em bases terrestres (*on-shore*) no Nordeste, na exploração de petróleo e gás natural, produção mensal média de 1.400.000 metros cúbicos por dia, sendo encaminhados para queima em torno de 30.000 metros cúbicos por dia.

O trabalho realiza uma análise sobre a viabilidade da utilização de ciclos combinados para melhorar a eficiência na conversão de recursos energéticos disponíveis, explorando a sustentabilidade em um contexto real de geração de energia a partir de uma fonte que hoje está sendo descartada, e por conseguinte, sendo desperdiçada pela companhia.

Conclui-se que a queima atual do gás natural da empresa pode realizar trabalho de 4,58kJ e 0,0012 kwh através de uma usina termoelétrica utilizando o ciclo combinado gás-vapor em sua configuração básica com eficiência energética de 41,02%. No entanto, foi possível melhorar tais valores com outras configurações, denominadas de modelos, como o ciclo Brayton modelo 4 com a eficiência de 56,20%, trabalho de 268,4 kJ e potência 0,075 kwh, ciclo combinado modelo 1 com a eficiência de 56,40%, trabalho de 275,6 kJ e potência 0,076 kwh e o ciclo combinado modelo 2 com a eficiência de 52,80%, trabalho de 262,9kJ e potência 0,073 kwh.

Palavras-chave: Ciclo Combinado. Análise Energética. Gás Natural. Usina Termoelétrica.

ABSTRACT

Barboza, Caio de Lima. Cezar, Guilherme Cantelmo. **ENERGY ANALYSIS AND PARAMETRIC STUDIES OF GAS-STEAM COMBINED CYCLES USING NATURAL GAS AS FUEL**. 2023. 112 pages. Final Course Project - Federal Center of Technological Education – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

This work aims to analyze the energy efficiency of different configurations of Gas-Steam Combined Cycles, using discarded gases from oil wells. The study seeks to demonstrate how it is possible to achieve higher efficiency and quantify the energy generated based on parameters such as gas flow, air quantity, steam, among others, and the addition of equipment in the cycles. For this purpose, real data from a Brazilian company operating onshore in the Northeast, involved in oil and natural gas exploration with an average monthly production of 1,400,000 cubic meters per day, with around 30,000 cubic meters per day being sent for burning, are used.

The paper conducts an analysis on the feasibility of using combined cycles to improve efficiency in the conversion of available energy resources, exploring sustainability in a real context of energy generation from a source that is currently being discarded and consequently wasted by the company.

It is concluded that the current burning of the company's natural gas can perform work of 4.58 kJ through a thermoelectric plant using the gas-steam combined cycle in its basic configuration with an energy efficiency of 41.02%. However, it was possible to improve these values with other configurations, called models, such as the Brayton cycle model 4 with an efficiency of 56.20%, work of 268.4 kJ and power of 0.075 kwh, combined cycle model 1 with an efficiency of 56.40%, work of 275.6 kJ and power of 0.076 kwh, and combined cycle model 2 with an efficiency of 52.80%, work of 262.9 kJ and power of 0.073 kwh.

Keywords: Combined Cycle. Energy Analysis. Fossil Gas. Thermoelectric Plant

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagramas T-v e P-v de uma substância pura (Çengel & Boles, 2013)	23
Figura 2 – Ciclo de Rankine.....	24
Figura 3 – Diagrama T-s ciclo de Rankine (Çengel & Boles, 2013)	26
Figura 4 – Efeito da redução da pressão no condensador sobre o ciclo de Rankine ideal (Çengel & Boles, 2013)	27
Figura 5 - Diagrama com aumento de eficiência pelo superaquecimento do vapor (Çengel & Boles, 2013)	28
Figura 6 – Diagrama T-s com aumento da pressão da caldeira (Çengel & Boles, 2013)	29
Figura 7 – Diagrama T-s com reaquecimento (Çengel & Boles, 2013).....	29
Figura 8 - Diagrama T-s comparativo fluidos orgânicos e vapor d'água (Wenzel, 2015).....	30
Figura 9 - Diagrama T-S ciclo de Brayton	31
Figura 10 - Diagrama T-s ciclo combinado Brayton-Rankine (Hirano & Mamani, 2014).....	33
Figura 11 – Esquema de funcionamento usina termoeletrica (Coelho, 2015)	35
Figura 12 – Gráfico de queima de gás natural diária	37
Figura 13 – Gráfico de produção total de gás natural	37
Figura 14 – Gráfico de PCS do gás natural.....	38
Figura 15 – Gráfico de comparação de eficiência do trocador de calor.....	40
Figura 16 – Ciclo combinado padrão (Rankine-Brayton).....	40
Figura 17 – Modelo 1 ciclo de Brayton	47
Figura 18 – Gráficos comparativos temperatura de combustão e eficiência térmica, vazão de gás, trabalho e temperatura de exaustão do modelo 1	49
Figura 19 – Gráficos de análise entre eficiência térmica, vazão de gás e eficiência do regenerador do modelo 1 do ciclo de Brayton	51
Figura 20 – Modelo 2 Ciclo de Brayton.....	52
Figura 21 – Gráfico de análise taxa de compressão x trabalho do compressor	53
Figura 22 - Gráficos comparativos temperatura de combustão e eficiência térmica, vazão de gás, trabalho e temperatura de exaustão do modelo 2.....	54
Figura 23 – Gráficos de análise entre eficiência térmica, vazão de gás e eficiência do regenerador do modelo 2 do ciclo de Brayton	56
Figura 24 – Modelo 3 Ciclo de Brayton.....	57
Figura 25 – Gráficos comparativos temperatura de combustão e eficiência térmica, vazão de gás, trabalho e temperatura de exaustão do modelo 3.....	58

Figura 26 – Gráficos de análise pressão da turbina, eficiência térmica e trabalho do modelo 3	60
Figura 27 – Gráficos de análise entre eficiência térmica, vazão de gás e eficiência do regenerador do modelo 3 do Ciclo de Brayton	61
Figura 28 – Modelo 4 Ciclo de Brayton.....	62
Figura 29 – Gráficos comparativos temperatura de combustão e eficiência térmica, vazão de gás, trabalho e temperatura de exaustão do modelo 4	63
Figura 30 - Gráficos de análise pressão de turbina, eficiência térmica e trabalho do modelo 4	65
Figura 31 – Gráficos de análise entre eficiência térmica, vazão de gás e eficiência do regenerador do modelo 4 do Ciclo de Brayton	66
Figura 32 - Gráficos de análise da taxa de compressão com vazão de gás, temperatura de combustão e eficiência térmica	67
Figura 33 - Gráficos de análise da pressão de turbina para o ciclo de Brayton melhorado	68
Figura 34 - Gráficos de análise da massa de ar, vazão de gás, temperatura de combustão e trabalho do ciclo de Brayton melhorado	68
Figura 35 – Modelo 1 ciclo de Rankine	72
Figura 36 – Gráficos de análise pressão da turbina 2, eficiência térmica e trabalho do modelo 1 ciclo de Rankine	74
Figura 37 - Gráficos de análise pressão da turbina 3, eficiência térmica e trabalho do modelo 1 ciclo de Rankine	74
Figura 38 – Modelo 2 ciclo Rankine.....	75
Figura 39 – Modelo 3 ciclo Rankine.....	77
Figura 40 – Modelo 4 ciclo de Rankine	79
Figura 41 – Modelo 1 Ciclo Combinado.....	85
Figura 42 – Modelo 2 ciclo Combinado	87
Figura 43 – Modelo 3 Ciclo Combinado.....	89
Figura 44 – Modelo 4 Ciclo Combinado.....	91
Figura 45 – Modelo 5 ciclo combinado	93
Figura 46 – Modelo 6 ciclo combinado	95
Figura 47 - Gráficos de análise da taxa de compressão com eficiência térmica, trabalho e vazão de gás no ciclo combinado melhorado 1	97
Figura 48 - Gráficos de análise da vazão mássica de ar com eficiência térmica, trabalho do ciclo e vazão de gás do ciclo combinado melhorado 1	98

Figura 49 - Gráficos de análise da vazão mássica de vapor com eficiência térmica e trabalho do ciclo combinado melhorado 1	99
Figura 50 - Gráficos de análise da taxa de compressão com eficiência térmica, trabalho e vazão de gás no ciclo combinado melhorado 2	100
Figura 51 - Gráficos de análise da pressão de turbina para o ciclo combinado melhorado 2	101
Figura 52 - Gráficos de análise da vazão mássica de ar com eficiência térmica, trabalho do ciclo e vazão de gás do ciclo combinado melhorado 2	102
Figura 53 - Gráficos de análise da vazão mássica de vapor com eficiência térmica e trabalho do ciclo combinado melhorado 2	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de entrada ponto 1	39
Tabela 2 – Resultados obtidos Ciclo Combinado Rankine-Brayton padrão	45
Tabela 3 – Modelos do ciclo brayton	47
Tabela 4 - Resultados de eficiência obtidos do modelo 1	50
Tabela 5 - Resultados obtidos no modelo 1 com regenerador e sem regenerador	51
Tabela 6 - Quantidade de calor adicionado no modelo 2	55
Tabela 7 - Resultados obtidos modelo 2 com regenerador e sem regenerador	56
Tabela 8 - Resultados de eficiência obtido do modelo 3	59
Tabela 9 - Quantidade de calor adicionado no modelo 3	59
Tabela 10 - Resultados obtidos com diferentes pressões de turbina do modelo 3	60
Tabela 11 - Resultados de eficiência obtidos do modelo 4	64
Tabela 12 - Resultados obtidos com diferentes pressões de turbina do modelo 4	65
Tabela 13 - Resultados obtidos no modelo 4 com regenerador e sem regenerador	66
Tabela 14 - Resultados obtidos de eficiências de temperatura de combustão, pressão de turbinas e regenerador	67
Tabela 15 - Resultados obtidos com nova taxa de compressão	67
Tabela 16 - Resultados obtidos com nova pressão de turbina	68
Tabela 17 - Resultados obtidos com nova vazão mássica de ar no ciclo de Brayton melhorado	69
Tabela 18 - Modelos do ciclo Rankine	71
Tabela 19 - Resultados de eficiência obtidos do modelo 1 do ciclo de rankine	73
Tabela 20 - Resultados de eficiência obtidos modelo 2 ciclo de Rankine	75
Tabela 21 - Resultados de eficiência obtidos no modelo 3 ciclo de Rankine	77
Tabela 22 – Resultados obtidos modelo 4 Ciclo de Rankine	80
Tabela 23 - Modelos de ciclos combinados	84
Tabela 24 – Resultados de eficiência obtidos no modelo 1 Ciclo Combinado	86
Tabela 25 – Resultados obtidos modelo 2 ciclo Combinado	87
Tabela 26 – Resultados obtidos Modelo 3 Ciclo Combinado	90
Tabela 27 – Resultados obtidos modelo 4 ciclo combinado	92
Tabela 28 – Resultados obtidos modelo 5 ciclo combinado	94
Tabela 29 – Resultados obtidos modelo 6 ciclo combinado	96

Tabela 30 - Resultados obtidos com nova taxa de compressão no ciclo combinado melhorado 1	97
Tabela 31 - Resultados obtidos com nova massa de ar no ciclo combinado melhorado 1	98
Tabela 32 - Resultados obtidos com nova vazão de vapor no ciclo combinado melhorado 1	99
Tabela 33 - Resultados obtidos com nova taxa de compressão do ciclo combinado melhorado 2	100
Tabela 34 - Resultados obtidos com nova pressão de turbina para o ciclo combinado melhorado 2.....	101
Tabela 35 - Resultados obtidos com nova massa de ar no ciclo combinado melhorado 2	102
Tabela 36 - Resultados obtidos com nova massa de vapor no ciclo combinado melhorado 2	102
Tabela 37 - Resultados dos ciclos combinados otimizados	104

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

c_p	Calor específico a pressão constante (J/kg.K)
c_v	Capacidade Térmica Mássica (J/kg.K)
q	Carga térmica (W/m ³)
Q	Calor (J)
d	Deslocamento (m)
Δ	Diferença entre duas constantes
E	Energia (J)
h	Entalpia específica (J)
f	Força (N)
m	Massa (kg)
mbd	Milhões de barris de óleo por dia
ρ	Densidade do ar (kg/m ³)
n	Rendimento Térmico (%)
p	Pressão (kPa)
T_0	Temperatura do ponto de referência (K)
T	Temperatura média (K) ou (°C quando indicado)
r	Taxa de compressão
W	Trabalho (J)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
v	Volume específico (m ³)

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iv
RESUMO	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	vii
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS	12
Capítulo 1	16
Introdução	16
1.1 Motivação	17
1.2 Objetivo	18
1.3 Metodologia	19
Capítulo 2	20
Revisão Bibliográfica	20
2.1 Análise de eficiência	20
2.2 Impactos ambientais	20
2.3 Análise econômica	21
Capítulo 3	22
Revisão Teórica	22
3.1 Conteúdo inicial	22
3.1.1 Diagramas termodinâmicos e estados termodinâmicos	22
3.1.2 Energia, Calor e Trabalho	23
3.1.3 1ª Lei da Termodinâmica	24
3.2 Ciclo de Rankine	24
3.2.1 Evaporador	25
3.2.2 Turbina	26
3.2.3 Condensador	26
3.2.4 Bomba	26
3.2.5 Métodos de aumento de eficiência	27

3.2.5.1. Reduzir Pressão no condensador.....	27
3.2.5.2. Superaquecendo o vapor a temperaturas mais altas.....	28
3.2.5.3. Aumentando a pressão do evaporador	28
3.2.5.4. Ciclo de Rankine ideal com reaquecimento.....	29
3.2.6 Fluido de trabalho	30
3.3 Ciclo de Brayton.....	30
3.3.1 Ciclo de Brayton Fechado.....	30
3.3.1.1 Compressor	31
3.3.1.2 Trocador de Calor fonte quente	31
3.3.1.3 Turbina.....	32
3.3.1.4 Trocador de calor fonte fria	32
3.3.2 Ciclo de Brayton Aberto	32
3.4 Ciclo combinado.....	33
3.5 Usinas termoelétricas	34
Capítulo 4	36
Materiais e Métodos	36
4.1 Modelagem e simulação	36
4.1.1 Parâmetros do ciclo Brayton.....	41
4.1.2 Parâmetros do ciclo Rankine.....	43
4.1.3 Parâmetros do ciclo combinado Rankine – Brayton	44
4.2 Análise de Configurações	45
4.2.1 Análise de configurações do Ciclo Brayton.....	46
4.2.1.1 Análise do Ciclo Brayton Modelo 1	47
4.2.1.2 Análise do Ciclo Brayton Modelo 2	51
4.2.1.3 Análise do Ciclo Brayton Modelo 3	56
4.2.1.4 Análise do Ciclo Brayton Modelo 4	61
4.2.1.5 Análise Ciclo Brayton Melhorado	66
4.2.2 Análise de configurações do Ciclo Rankine.....	69
4.2.2.1 Análise do Ciclo Rankine Modelo 1	71
4.2.2.2 Análise do Ciclo Rankine Modelo 2	75
4.2.2.3 Análise do Ciclo Rankine Modelo 3	76

4.2.2.4	Análise do Ciclo Rankine Modelo 4	78
4.2.3	Análise de configurações do Ciclo Combinado Brayton - Rankine	80
4.2.3.1	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 1	84
4.2.3.2	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 2	86
4.2.3.3	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 3	88
4.2.3.4	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 4	90
4.2.3.5	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 5	92
4.2.3.6	Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 6	94
	Capítulo 5	96
	Resultados e Discussões	96
5.1	Análise Paramétrica do Ciclo Combinado Melhorado	96
5.1.1	Análise Paramétrica Ciclo Combinado Modelo 1 Melhorado	97
5.1.2	Análise Paramétrica Ciclo Combinado Modelo 2 Melhorado	99
5.2	Recomendações	103
	Capítulo 6	104
	Conclusão.....	104
6.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	105
	BIBLIOGRAFIA	106
	Apêndice A – Código IT	110

Capítulo 1

Introdução

Nos tempos atuais, há uma forte discussão mundial sobre o aquecimento global e, por conseguinte a necessidade de maior eficiência energética das fontes renováveis e não renováveis. Através do Acordo de Paris de 2015, 195 países signatários deverão rever suas ações que contribuem para aceleração deste efeito, sendo um dos principais causadores a emissão de gases oriundos da queima de combustíveis fósseis. Embora o avanço das tecnologias, o mundo possui em sua matriz energética o consumo de 85% de energia provenientes de fontes não renováveis (epe.gov.br, 2022) sendo responsáveis por 53,7% o petróleo, seus derivados e o gás natural (epe.gov.br, 2022).

Como resposta, governos e empresas de todo mundo estão criando meios para alterar os motores dos meios de transportes atuais para motores que utilizam energia elétrica como fonte, assim diminuindo o consumo direto de combustíveis fósseis, porém aumentando o consumo elétrico. Esse aumento de consumo elétrico coloca em xeque a matriz elétrica mundial em sua oferta e sustentabilidade, pois 61,4% de sua geração oriunda dos combustíveis fósseis (epe.gov.br, 2022). Apesar de esforços governamentais em reduzir esse consumo, haverá aumento na exploração de petróleo com produção de 109,8mbd até 2035 (Opep, 2022) em consequência aumentará a produção do gás natural.

Sendo assim, considerando apenas a utilização de combustíveis fósseis para geração de energia, pode ser reduzida pelo maior e melhor uso do gás natural, por ser menos nocivo ao meio ambiente comparado com o carvão mineral, petróleo e seus derivados. O gás natural lança a atmosfera menos gases causadores de efeito estufa, como óxidos de enxofre que pode ser reduzido em até 99,9% (Zancheta, Poli, & Meldonian, 2005).

Com o crescimento da oferta de gás natural prevista em 131% até 2031 (IBP, 2021), essa opção de combustível surge como uma alternativa ao uso do carvão e derivados de petróleo no Brasil na produção energética, visto que essas fontes ainda contribuem com 6,9% da matriz elétrica (epe.gov.br, 2022).

Diante do cenário de geração elétrica brasileira, um dos principais meios atuais para geração de energia elétrica são as usinas termoeletricas que podem utilizar como combustível o gás natural, óleo combustível, carvão, etanol, entre outros. Atualmente, no Brasil, as usinas termoeletricas são complementares para o Sistema Interligado Nacional (SIN, 2022), sendo

utilizadas para suprimir demandas energéticas repentinas e evitando crises como blecaute em situações por exemplo de escassez de chuvas e baixos níveis em reservatórios de usinas hidroelétricas.

As termoeletricas são fundamentais para a estratégia e segurança do Operador Nacional do Sistema Elétrico (ons.org.br, 2022), porém o investimento de uma usina termoeletrica é maior do que a principal fonte do país, a usina hidroelétrica e das ascendentes usinas de fontes renováveis (solar e eólica), fazendo com que o uso excessivo da usina hidroelétrica proporcione aumento na conta de luz dos cidadãos, como por exemplo bandeira vermelha da conta de luz, que aumenta o preço do kWh. A bandeira vermelha é frequentemente utilizada em momentos de escassez hídrica, onde é necessário a ativação de termoeletricas. Dessa maneira, um melhor projeto de plantas de geração de energia termoeletrica é imprescindível para obtenção de maiores eficiências, menores custos e menores impactos ambientais.

1.1 Motivação

Com o mundo cada vez mais dependente do petróleo para combustíveis, matéria prima para produção de plásticos, geração elétrica, entre outros, a extração de petróleo segue em pleno vapor em todo o mundo. Dessa forma, é natural que as estações de produção de petróleo também aproveitem melhor o gás natural, o qual muitas vezes é produzido junto com o petróleo. No Brasil, tem se aumentado a produção também nos campos terrestres (*on-shore*) (EPBR, 2023), devido aos desinvestimentos recentes no país.

É comum que poços terrestres, por serem poços com um tempo maior de produção, se comparados a poços marítimos (*off-shore*), apresentem queda em sua produção total quando comparados com o quanto produziam quando iniciaram as suas operações de extração, mas para solucionar esse problema, utilizam-se artifícios como a reinjeção de gás, o designado *gás lift*, para aumentar a pressão na bacia e elevar a produção.

Em geral a comercialização desses gases se torna mais viável economicamente quando os campos são terrestres pois é possível a comercialização por carretas ou gasodutos. Já em poços marítimos por questões de segurança, há uma série de limitações quanto ao uso do gás, tendo também suas possibilidades o transporte para a terra, muitas vezes inviabilizadas pelo custo e questões ambientais. Com essa visão, para esse trabalho foram considerados poços terrestres. Pelo crescente potencial que visto no cenário brasileiro, é possível considerar a exploração do gás em poços terrestres visando aproveitar ao máximo o gás produzido a fim de

gerar uma possível operação economicamente viável, sendo necessário uma análise com esse viés.

Este trabalho realiza uma discussão, por meio de uma análise paramétrica de ciclos termodinâmicos gás-vapor e sua eficiência, para aplicação em plantas de geração de energia próximas a poços de petróleo terrestres. Utilizando o gás natural oriundo da exploração do processo como fonte energética, convertendo esse recurso em energia em plantas de geração de potência mais eficientes que poderão ser disponibilizadas para o Operador Nacional do Sistema Elétrico Brasileiro, assim otimizando o uso do gás, gerando mais recursos para a empresa e aumentando a disponibilidade de energia elétrica no país.

Para a transformação do gás em energia elétrica foi utilizado o conceito de usina termoelétrica com aplicação de ciclos termodinâmicos combinados, com o intuito de gerar trabalho. Foi explorado um estudo de caso de um polo exploratório terrestre, na qual utilizou dados de geração de uma empresa brasileira, que atua em bases terrestres no Nordeste, com exploração de petróleo e gás natural. Vale ressaltar o impacto social positivo com a possível implementação da usina gerando empregos, renda e energia para as comunidades do entorno, sem aumentar demasiadamente os impactos ambientais atuais com as atividades da estação de extração de petróleo.

1.2 Objetivo

Hoje em dia, os gases excedentes da produção de petróleo podem ser reinjetados nos poços como forma de pressurização, encaminhados para um queimador para sua combustão ou envazados para posterior venda. Com a possibilidade do aproveitamento do gás produzido para a geração de energia termoelétrica surge uma nova oportunidade de além de aumento do faturamento para a empresa, existe todo o impacto ambiental e social positivo que o estudo pode trazer. Para que a aplicação do estudo de caso seja viável, há a necessidade de conhecer a oferta e demanda energética, análise técnica da geração elétrica na qual foi tratada nesse trabalho.

O objetivo deste trabalho é aplicar análises energéticas a ciclos combinados gás-vapor, com o intuito de melhorar a eficiência variando parâmetros de estudo através de softwares, análises numéricas e analíticas. Com isso, serão comparados resultados de eficiência na geração de energia através de análise paramétrica e, dessa forma, verificar a possibilidade de aplicação no estudo de caso de aproveitamento de gases naturais nos poços de petróleo terrestres (*on-*

shore). Durante o trabalho, serão verificadas as gerações, capacidade e eficiências possíveis utilizando modelos termodinâmicos.

1.3 Metodologia

Para o presente estudo, foi verificado como aproveitar o gás fóssil descartado por uma planta de geração de gás natural, para produzir energia. Dessa forma, foram utilizados dados reais de uma empresa brasileira, que atua em bases terrestres no Nordeste, com exploração de petróleo e gás natural, para fazer as comparações.

Optou-se por primeiro analisar os dados de produção e descarte de gás da companhia, de forma a ter um parâmetro inicial para utilização no ciclo e assim, conseguir utilizar os dados a fim de obter os resultados desejados. Os dados utilizados, foram obtidos através dos registros da companhia, associados a pesquisas bibliográficas, para análises quantitativas e qualitativas, a fim de conseguir fazer a interpretação dos dados.

Utilizou-se o software IT (*Interactive Thermodynamics*) para a implementação dos modelos, além da geração das curvas associadas aos estudos paramétricos propostos. Ao final do estudo, todos os valores foram comparados a fim de obter a maior eficiência energética e resultados de geração de trabalho dentre as opções estudadas.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Este capítulo está dividido em temas considerados importantes para a concepção do trabalho e alinhamento com pesquisas recentes, revisando brevemente teses, dissertações e artigos em relação a usinas termoeletricas e ciclos combinados.

2.1 Análise de eficiência

A eficiência térmica do funcionamento de uma usina termoeletrica a gás natural com ciclo combinado, simulada no *software COCO*, demonstrou resultados de 63,82%, sendo aprimorada pelas melhorias no aproveitamento de calor do combustível com turbinas de múltiplos estágios. (Melo, 2022)

A partir de arranjos diferentes de dispositivos comumente usados e por meio de ferramentas de simulação computacional, buscou desenvolver um ciclo combinado Gás-Vapor mais eficiente, chegando em um ajuste otimizado da pressão de saída do primeiro estágio da turbina que gera um aumento de 0,17% na eficiência energética e uma diminuição da irreversibilidade do ciclo que causa um aumento de 0,21% na eficiência exérgica. (Carvalho, 2021)

De forma a analisar fluidos de trabalho e variações de temperatura na turbina a vapor para o uso no Ciclo de Rankine Orgânico, utilizou-se de simulações numéricas através do *software EES*, no qual apresentou uma configuração de termoeletrica com ciclo combinado mais eficiente e mensurou a exérgia a fim de demonstrar as principais causas das irreversibilidades. (Parizzi, 2020)

2.2 Impactos ambientais

Simulou a partir do *software Gatecycle* diferentes configurações para uma termoeletrica com capacidade de 73MW que utiliza óleo combustível, destacou que a mudança para gás natural resulta em um acréscimo no rendimento global de 27% anteriormente para 46% a 50%, gerando uma redução de emissões de CO₂ por kWh e custos inferiores de produção. Ressaltando a possibilidade de novas configurações de carga parcial, queima suplementar, pré-aquecimento,

água de alimentação com evaporadores de baixa pressão, entre outros, a fim de melhorar o rendimento térmico da usina e custos menores de geração. (Bohórquez, 2007)

Comparando os rejeitos da usina termoeétrica de Piratininga e da usina nuclear de Angra I, observa-se que a usina termoeétrica utilizando o gás natural, mesmo tendo como opção a utilização de óleo combustível, libera gases que contribuem com o efeito estufa e a chuva ácida de forma reduzida, já a usina nuclear não libera gases de efeito estufa e nem chuva ácida, mas gera rejeitos radioativos que não possuem local para seu descarte final. (Zancheta, Poli, & Meldonian, 2005)

2.3 Análise econômica

Analisou a operação da usina de ciclo combinado EDF Norte Fluminense, a partir do *software full-scope*, na qual foi alcançado uma eficiência energética de 51,47% e uma eficiência exergética de 49,25%. Destacou-se os principais equipamentos responsáveis irreversibilidades: câmara de combustão, turbinas a gás e caldeiras de recuperação e da análise exergoeconômica. E por último foi verificado o custo de produção de eletricidade, com valor de 0,3891 R\$/MWh, sendo 10% inferior à média de custo de produção elétrica calculado pela ANEEL para a usina em questão. (Pinto, 2020)

Sobre o uso do gás natural em usinas termoeétricas, o fator de desempenho e disponibilidade elétrica é menor que as usinas nucleares em 8%. Também foi realizado um estudo de caso no qual chegou à conclusão de que as caldeiras de recuperação e as turbinas a vapor têm as menores eficiências dentre os equipamentos utilizados nos ciclos combinados, necessitando maiores estudos para melhorar suas irreversibilidades. Indica-se que os ciclos combinados oferecem a melhor eficiência e um menor impacto ambiental para geração de energia em usinas termoeétricas. (Pereira, 2018)

Observou os custos de um processo produtivo de usina termoeétrica a ciclo combinado por meio de modelagens, no qual foi possível realizar alterações de parâmetros com foco em aumentar sua eficiência e comprovando os benefícios termoeconômicos de utilizar o gás natural como combustível. (Borelli, 2005)

Capítulo 3

Revisão Teórica

3.1 Conteúdo inicial

Com o objetivo de padronizar conhecimento ao leitor, foi optado por trazer uma forma de glossário com os principais tópicos abordados ao longo de todo o estudo, dessa forma facilitando a compreensão.

3.1.1 Diagramas termodinâmicos e estados termodinâmicos

Diagramas termodinâmicos relacionam três propriedades dos fluidos, o mais usual seja correlacionar as variáveis termodinâmicas típicas do fluido de trabalho P , v , T ou mesmo suas respectivas entalpias e entropias. Dentro desses diagramas é comum mostrar linhas de pressão e temperaturas constantes, são as regiões onde ocorrem as mudanças de fase.

Tem-se na região anterior aos gráficos (figura 1), a fase de líquido comprimido, sendo também a região de líquido sub resfriado, pois ao atingir a linha de saturação, tem-se a fase de saturação do fluido. No centro do gráfico (figura 1), tem-se a região de líquido-vapor saturado, onde se possui o líquido e o vapor concomitantemente. Conforme se aquece, aumenta-se a quantidade de vapor, até atingir a linha mais à direita, está o vapor saturado.

Por último, na região mais à direita dos gráficos (figura 1), tem-se o vapor superaquecido, onde a temperatura é maior que a temperatura de saturação. A quantidade de energia do vapor superaquecido é maior que a do líquido-vapor saturado e maior que o líquido comprimido.

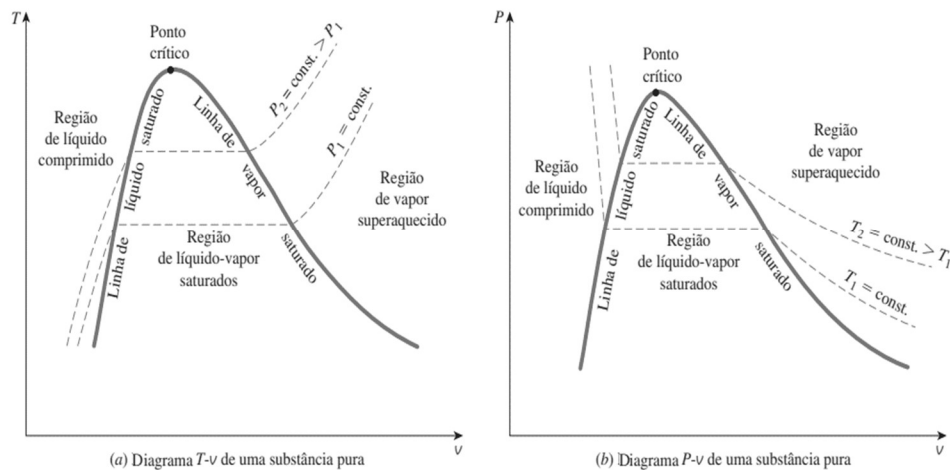


FIGURA 1 – DIAGRAMAS T-v E P-v DE UMA SUBSTÂNCIA PURA (ÇENGEL & BOLES, 3013)

3.1.2 Energia, Calor e Trabalho

Energia pode ser definida como “capacidade de realizar trabalho” (Van Wylen, 2009). Dessa forma, qualquer elemento que esteja em atuação no sistema, está gerando energia. Sendo os tipos de energia mais comuns a energia química, energia cinética, energia potencial e energia térmica. Podendo ser transferida de três formas: por trabalho, por calor e pela massa.

Trabalho pode ser definido como “a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância” (Çengel & Boles, 2013). Sendo representado por:

$$W = F \times d \quad (1)$$

Calor pode ser definido como “a forma de energia transferida entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude da diferença de temperaturas” (Çengel & Boles, 2013). Sendo definido matematicamente como:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (2)$$

ou

$$Q = m \times C_v \times \Delta T \quad (3)$$

Pode-se utilizar o C_p ou C_v a depender da aplicação, geralmente utilizando o primeiro, quando se considera que as fases líquida e sólida como incompressíveis. Dessa forma, se têm que o calor específico a volume constante é praticamente o mesmo do volume específico a pressão constante. (Lima A. G., 2023)

3.1.3 1ª Lei da Termodinâmica

É a conhecida lei de conservação de energias, podendo ser definida como “energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma” (Çengel & Boles, 2013). Pode ser definida matematicamente como:

$$\Delta E = \Delta Q + \Delta W + \Delta \dot{m} \quad (4)$$

Tem-se o calor como negativo, quando a energia for cedida para o sistema, dessa forma obtém-se o calor positivo, quando a energia for retirada do sistema. Analisando apenas como o trabalho atua sobre o sistema, ele é diretamente relacionado ao volume de gás, ou seja, ao inserir gás no sistema é obtido trabalho e ao retirar o gás, é cedido trabalho pelo sistema.

Considerando a vazão de massa, têm-se como positiva no caso de entrada de massa no sistema e, analogamente, negativa quando for retirada a massa do sistema. Dessa forma, pode-se dizer que a variação de energia interna do sistema é a quantidade de energia fornecida ou recebida do meio ambiente.

3.2 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine simples é composto por 4 componentes principais. Sendo o evaporador, turbina, condensador e bomba. O fluido de trabalho no ciclo de Rankine, faz exatamente esse caminho, no diagrama abaixo (figura 2) pode-se observar que o fluxo começa pela bomba, seguindo pelo evaporador, após o fluido atinge a turbina e finalizando no condensador, que devolve a bomba, para que possa reiniciar o ciclo.

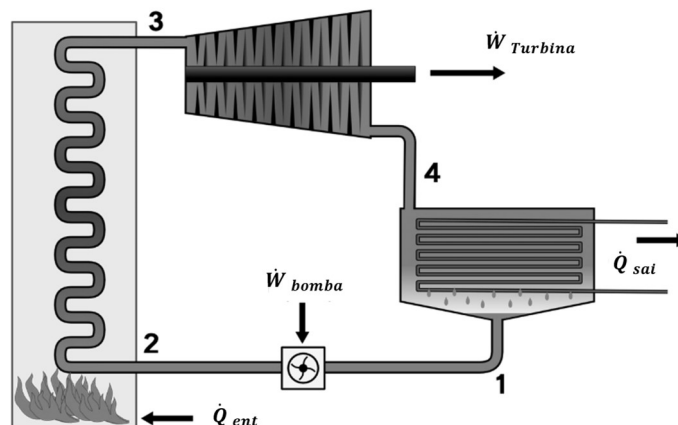


FIGURA 2 – CICLO DE RANKINE

Sendo a função principal do ciclo gerar energia através do trabalho na turbina, podendo ser, por exemplo, rotação de eixos, o que gera energia elétrica com o auxílio de um gerador. Para conseguir atingir esse objetivo, adiciona-se calor ao evaporador. Esse calor, transforma o fluido a ser utilizado para a fase de vapor superaquecido, que após a turbina, sai no estado de líquido + vapor. A função do condensador é de remover o calor do fluido, pois ao retirar o calor, o vapor condensa e retorna totalmente a forma de líquido. A ideia é que na bomba, não chegue nenhum vapor, pois pode prejudicar o seu funcionamento. Ao chegar na bomba ela segue para o evaporador, que atua com a fonte quente de calor e assim se reinicia o ciclo.

Em um ciclo de Rankine ideal, consideram-se as etapas em série como: uma conexão direta do evaporador a turbina, da turbina ao condensador, do condensador a bomba e da bomba ao evaporador. Em um cenário perfeito, não ocorrem perdas de energia, nem perda de pressão em tubulações, dessa forma o ciclo de Rankine ideal é utilizado para exemplificar e explicar o funcionamento deste ciclo didaticamente.

3.2.1 Evaporador

Tem-se o evaporador com diversas aplicações na indústria atual, os equipamentos mais utilizados com essa finalidade são a caldeira, reator ou forno. Possuindo como principal objetivo a produção de calor, no ciclo de Rankine também atua dessa forma, como veremos a frente. Em linhas gerais, pode-se definir os componentes principais como o queimador, onde é o ponto inicial da chama. Câmara de combustão onde ocorre a geração de calor é feita de material que suporte altas temperaturas. Trocador de calor, um dispositivo responsável pelo aumento de eficiência de uma caldeira e sistema de circulação de fluido, onde acontece a troca do calor com o fluido, para podermos ter assim o ponto de partida do ciclo. (Cyrino, 2022)

No ciclo de Rankine o evaporador é responsável por transformar o fluido em vapor superaquecido, para o devido acionamento na turbina. Nesse momento, o fluido está a uma alta pressão, tendo dessa forma uma alta energia.

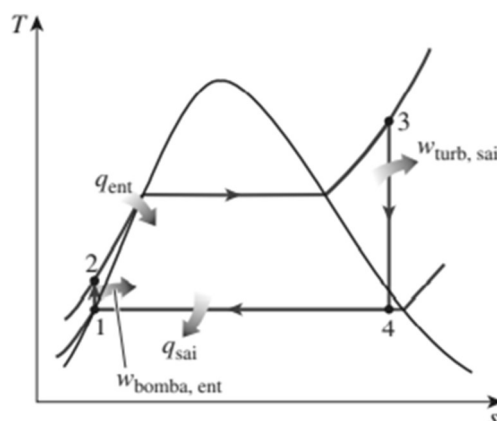


FIGURA 3 – DIAGRAMA T-S CICLO DE RANKINE (ÇENGEL & BOLES, 2013)

3.2.2 Turbina

A turbina como definição, pode-se dizer que o objetivo é de captar e converter energia mecânica e térmica contida em um fluido em trabalho de eixo. Turbinas podem trabalhar com diferentes fluidos, como gás e água e podem ter diferentes tipos de aplicação como geração de energia, como em usinas, ou geração de movimento, como em barcos.

No ciclo de Rankine na turbina acontece uma expansão do fluido, fazendo com que a pressão caia, pois a turbina utiliza energia do fluido. Chegando dessa forma como um vapor saturado, tendo o líquido mais o vapor. Sendo um processo isentrópico e reversível. A entropia do estágio 1 é igual a entropia do estágio 2 (figura 3).

3.2.3 Condensador

O condensador é utilizado largamente na indústria e possui como função transformar o vapor em líquido. Usualmente se faz o uso de serpentinas ao longo do condensador, com um fluido, para que possa fazer essa retirada de calor. No ciclo de Rankine, o condensador atua exatamente dessa forma, o objetivo é a retirada do calor do fluido, que chega em vapor saturado após a passagem pela turbina e seja transferido para a bomba apenas como líquido saturado.

3.2.4 Bomba

A bomba pode ser definida como um dispositivo que eleva a pressão dos fluidos. No caso do ciclo de Rankine, a bomba é responsável por realizar trabalho, aumentando a pressão

do fluido. O processo acontece de forma isentrópica, sendo um processo reversível, chegando no evaporador novamente como um líquido sub-resfriado.

3.2.5 Métodos de aumento de eficiência

Para o aumento de eficiência do ciclo de Rankine, podem-se utilizar alguns métodos, pode-se definir esse trabalho de aumento de eficiência através do princípio de “aumentar a temperatura média em que o calor é transferido para o fluido de trabalho no evaporador ou diminuir a temperatura média em que o calor é rejeitado do fluido de trabalho no condensador” (Çengel & Boles, 2013).

3.2.5.1. Reduzir Pressão no condensador

Uma das formas de obter uma melhora na eficiência é através da redução da pressão do condensador. Na definição apresentada na seção 2.2.5, esse método de aumento de eficiência seria na melhoria da eficiência de rejeição do calor no sistema. Uma vez que ao reduzir a pressão, reduz também a temperatura do vapor (figura 4).

Como um contraponto para esse método de aumento da eficiência, possui o risco de infiltração de ar ambiente no interior do condensador. Pois pode-se observar a limitação referente ao limite inferior de pressão no condensador, sendo limitado pela pressão de saturação no meio resfriado. Essa infiltração é prejudicial principalmente nas turbinas, por poder prejudicar a erosão de suas pás.

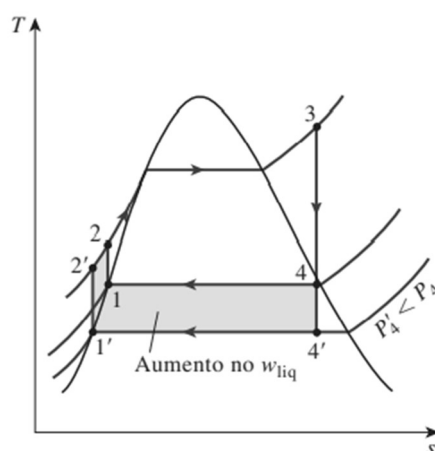


FIGURA 4 – EFEITO DA REDUÇÃO DA PRESSÃO NO CONDENSADOR SOBRE O CICLO DE RANKINE IDEAL (ÇENGEL & BOLES, 2013)

3.2.5.2. Superaquecendo o vapor a temperaturas mais altas

Conforme comentado na seção 2.2.5, esse método atua como um aumento da potência da fonte de calor. Superaquecer o vapor, auxilia aumentando dessa forma a eficiência térmica do ciclo, o efeito atinge a todo o ciclo pois a temperatura em que o calor é adicionado aumenta. Um outro ponto positivo que se pode observar nesse caso é a diminuição de umidade no fluido de trabalho, pois como dito no tópico anterior, esse aumento de umidade, pode afetar as pás aumentando a sua erosão. Um ponto negativo que se pode observar, e na verdade um ponto limitante, seria a capacidade do material escolhido de resistir a essas altas temperaturas.

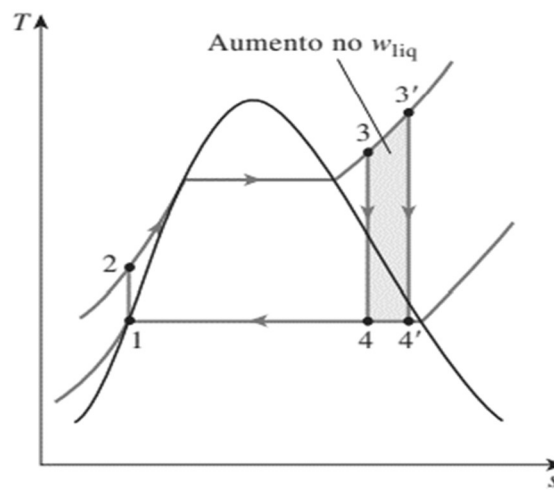


FIGURA 5 - DIAGRAMA COM AUMENTO DE EFICIÊNCIA PELO SUPERAQUECIMENTO DO VAPOR (ÇENGEL & BOLES, 2013)

3.2.5.3. Aumentando a pressão do evaporador

Outro método de eficiência é o aumento de pressão no evaporador, que também funciona com o aumento da fonte de calor no sistema. Esse ponto está diretamente relacionado ao anterior, podendo ser até mesmo definido como um tipo de “causa e efeito”. Ao aumentar a pressão no evaporador, também se aumenta a temperatura média do sistema, uma vez que aumenta a temperatura de ebulição.

Esse tipo de atuação, tem um efeito colateral da quantidade de umidade de vapor na saída da turbina acaba aumentando, demonstrados no gráfico a seguir (figura 6).

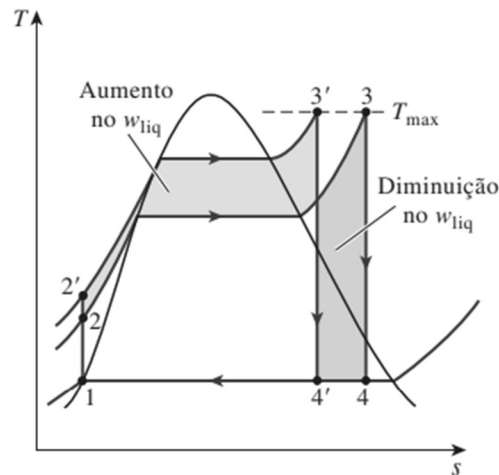


FIGURA 6 – DIAGRAMA T-S COM AUMENTO DA PRESSÃO DA CALDEIRA (ÇENGEL & BOLES, 2013)

3.2.5.4. Ciclo de Rankine ideal com reaquecimento

Arelado ao último item levantado, para poder utilizar uma maior pressão no evaporador, sem possuir o ponto negativo de possuir uma umidade excessiva, pode-se utilizar o reaquecimento. O reaquecimento atua ao expandir o vapor da turbina em dois estágios, fazendo o reaquecimento entre eles.

Ele possui uma diferença quando comparado ao ciclo ideal padrão, pois o processo de expansão ocorre em dois estágios. O vapor é aquecido de maneira isentrópica até alcançar uma pressão intermediária e retorna ao evaporador para atingir uma pressão constante, demonstrados pelo ciclo abaixo (figura 7).

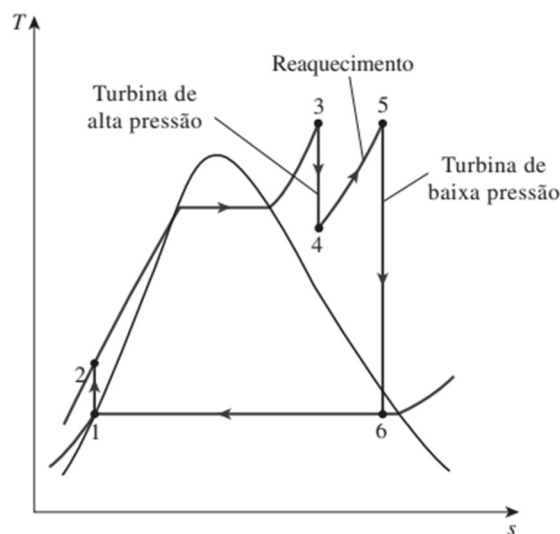


FIGURA 7 – DIAGRAMA T-S COM REAQUECIMENTO (ÇENGEL & BOLES, 2013)

3.2.6 Fluido de trabalho

O fluido mais comum de ser utilizado no ciclo de Rankine é o vapor d'água. Ao realizar estudos, frequentemente, será encontrado o vapor d'água como fluido mais comum, mas também é possível ver o chamado Ciclo de Rankine orgânico (*ORC – Organic Rankine Cycle*), que se usa fluidos de alta massa molecular, como o pentano ou tolueno. O fluido orgânico possui uma temperatura de ebulição mais baixa que a água, permitindo recuperar o calor em temperaturas mais amenas. (Wenzel, 2015). Dessa forma, podemos ver que o ORC será de maior eficiência quando comparado ao vapor d'água, por ser um método que melhora o resfriamento do ciclo.

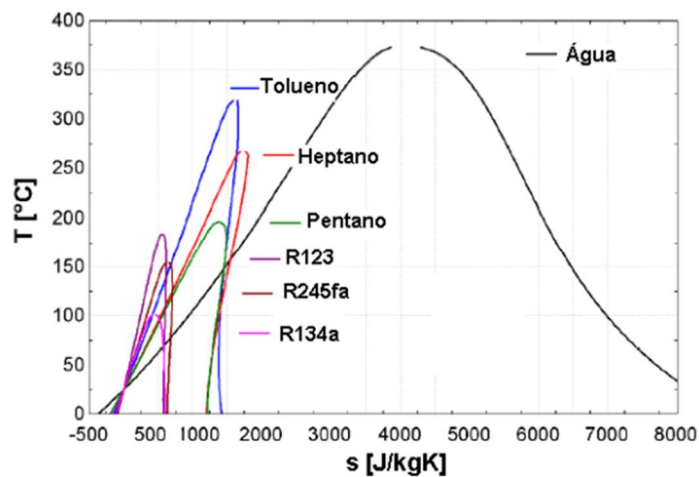


FIGURA 8 - DIAGRAMA T-S COMPARATIVO FLUIDOS ORGÂNICOS E VAPOR D'ÁGUA (WENZEL, 2015)

3.3 Ciclo de Brayton

O Ciclo de Brayton é um ciclo motor, utilizado também para produzir energia e considerado como um ciclo ideal. Tendo como principal diferença ao ciclo de Rankine, é que o fluido de trabalho utilizado é gasoso ou invés de líquido.

3.3.1 Ciclo de Brayton Fechado

Nesse ciclo, tem-se mudanças nos equipamentos ou na forma como atuam, a principal mudança é que ao invés da bomba, utiliza-se um compressor. A diferença é que a bomba utiliza apenas líquidos, pois caso tenha vapor pode causar avarias no sistema mecânico. Já o compressor, utiliza apenas a fase gasosa. Apesar de ambos possuírem como objetivo aumentar a pressão do sistema.

Outro item de diferença entre ciclo de Brayton e o ciclo de Rankine seria o trocador de calor quente, que possui função de receber calor de outro ciclo ou processo. Não é um evaporador ou condensador, usado no Rankine, pois não há mudança de fases. Outro equipamento é uma turbina, que possui também a função e gerar trabalho através da expansão do fluido. Após isso um segundo trocador de calor, com função de resfriar o fluido, para que retorne ao compressor resfriado, em condições de reiniciar o ciclo sem danificar o sistema.

3.3.1.1 Compressor

Um compressor de ar incompressível, possui como principal objetivo converter equipamentos mecânicos gerados por energia elétrica, ou outras formas de motores, em ar comprimido. Em outras palavras, ao receber essa energia gerada pelo motor, o ar é comprimido, podendo ser utilizado como fonte de energia pneumática. É frequentemente usado na indústria de óleo e gás, por melhorar a eficiência em ciclos que envolvem o gás.

No ciclo de Brayton, o compressor atua dessa forma, no processo ele aumenta a pressão do fluido, reduzindo o seu volume, mas funciona de forma isentrópica, com entropia constante. Para gases a temperatura aumenta, pois na maioria dos processos que há aumento de pressão, ou seja, compressão, ocorre o aumento da temperatura.

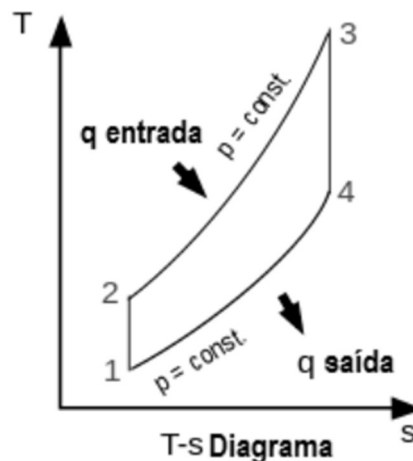


FIGURA 9 - DIAGRAMA T-S CICLO DE BRAYTON

3.3.1.2 Trocador de Calor fonte quente

O trocador de calor, possui como função aumentar a eficiência da troca de um meio para o outro. Pela segunda lei da termodinâmica, ocorre a migração do calor de maior temperatura para o de menor temperatura. O trocador de calor auxilia aumentando a eficiência desse

processo. No caso do trocador de fonte quente, o objetivo é de aumentar a temperatura que é trocada com o fluido.

No ciclo de Brayton não há mudança de fases, desta forma se considera que nesta fase do ciclo a pressão é constante, sendo a mesma da que foi recebida do compressor. Aumentando temperatura e entropia.

3.3.1.3 Turbina

No caso da turbina, ela atua exatamente da mesma forma como mostrado no ciclo de Rankine. Com o aumento do volume e a queda de pressão, desta forma é produzido o trabalho. No caso do ciclo de Brayton, tem-se um ponto melhorado, pois como durante todo o processo utiliza-se apenas vapor, diminui o problema que pode ser encontrado no ciclo de Rankine de umidificar as turbinas, gerando a degradação.

3.3.1.4 Trocador de calor fonte fria

O trocador de calor, possui a mesma funcionalidade do trocador de calor fonte quente, demonstrado anteriormente na seção 2.3.1.2. A diferença, que nesse o objetivo é de retirar o calor, enquanto no outro, o objetivo era o de receber o calor. Nesse ponto cai a entropia, ao retirar o calor do fluido. Novamente mantendo a pressão constante, pois não há troca de fase.

3.3.2 Ciclo de Brayton Aberto

É constituído por apenas três equipamentos: um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. O ar chega no compressor a pressão ambiente e após o processo de compressão isentrópico o ar fica a uma alta pressão e temperatura superiores a ambiente. Indo para a câmara da combustão.

Na câmara de combustão, a partir de uma queima de combustível os gases partem em alta pressão e com uma alta temperatura, decorrente da câmara de combustão. Chegando dessa forma expandidos na turbina a gás, produzindo o trabalho. Após o processo, os gases saem com uma temperatura menor e com menor pressão, mas sem estar ainda a temperatura ambiente.

Dessa forma, em poucas palavras, pode-se explicar que o ciclo de Brayton fechado, os gases são reaproveitados, se mantendo dentro do ciclo, enquanto no aberto os gases são eliminados para a atmosfera, não tendo assim, a etapa de trocador de calor de fonte fria.

3.4 Ciclo combinado

O ciclo combinado gás-vapor é o ciclo que se pode unificar os ciclos de Rankine com o ciclo de Brayton, utilizando esses ciclos de fluidos diferentes, um ciclo de vapor e um ciclo de gás, em série. Possui como principal objetivo utilizar os gases que ainda saem do ciclo de Brayton, a uma temperatura elevada, aproveitar essa energia térmica para aquecer o fluido de trabalho do ciclo de Rankine.

Essa conexão entre os ciclos acontece justamente nesse ponto. Onde usualmente fica o evaporador do ciclo de Rankine, o fluido de trabalho é aquecido justamente pelo calor gerado pelo gás que ainda está aquecido. Sendo a fonte quente do ciclo, a câmara de combustão do ciclo Brayton e a fonte fria sendo o condensador do ciclo Rankine. O balanço de energia do ciclo fica constituído como na figura 10.

Definição de Parâmetros de Projeto
Ex: Diagrama T-s (ciclo combinado)

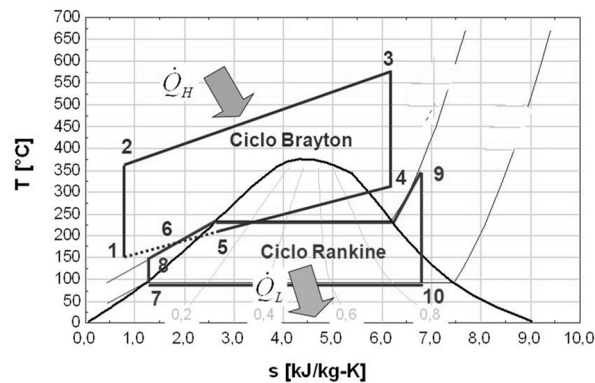


FIGURA 10 - DIAGRAMA T-S CICLO COMBINADO BRAYTON-RANKINE (HIRANO & MAMANI, 2014)

No trocador de calor, a troca acontece como fluxo cruzado, trocando o calor entre os fluidos, dessa forma não ocorre transferência de energia na forma de calor para a vizinhança. Ficando o balanço de energia da seguinte forma:

$$\dot{m}_v \times \Delta h_v + \dot{m}_g \times \Delta h_g = 0 \quad (5)$$

$$W_{liq} = W_{tg} + W_{tv} + W_c + W_b \quad (6)$$

Outro ponto importante de se apresentar, é como pode ser calculado o rendimento deste ciclo, sendo o trabalho líquido dividido pelo calor, apresentado na equação 7.

$$n = \frac{W_{liq}}{Q} \quad (7)$$

Sendo o trabalho da bomba, podendo ser desprezado em alguns momentos, por ser muito pequeno considerado o resto do ciclo. Desta forma, nesse tipo de ciclo pode-se obter uma eficiência de até 60%.

3.5 Usinas termoeletricas

Neste tópico serão explanados dois pontos. Sendo o primeiro deles como é o funcionamento de uma usina termoeletrica. A usina termoeletrica, é basicamente a representação física, dos conceitos apresentados anteriormente nas seções 2.2 e 2.3, ou seja, utilizam os conceitos de trocador de calor, turbinas, evaporador, condensador e bomba, assim como nos ciclos de Rankine e Brayton que foram apresentados. Nesse caso, se tem como principal diferença a fonte de calor da usina termoeletrica, a fonte de calor pode ser obtida de diversas formas como: combustíveis fósseis, de biomassa e até mesmo materiais radioativos, sendo a fonte mais utilizada os combustíveis fósseis (Guitarrara, 2023). Para o vigente estudo, foi analisado o gás natural como fonte de energia e como a variação dos seus parâmetros podem afetar essa geração.

Dessa forma tem-se que a usina termoeletrica funciona com a queima da fonte primária e essa queima gera o vapor, que será utilizado na movimentação das pás da turbina, que consequentemente irá girar o rotor produzindo a energia elétrica (Ambiente Brasil, 2012). No vigente estudo não serão analisadas questões aprofundadas relacionadas a energia elétrica, o foco do estudo é em como pode-se alterar as características do ciclo para aumentar o rendimento do ciclo.

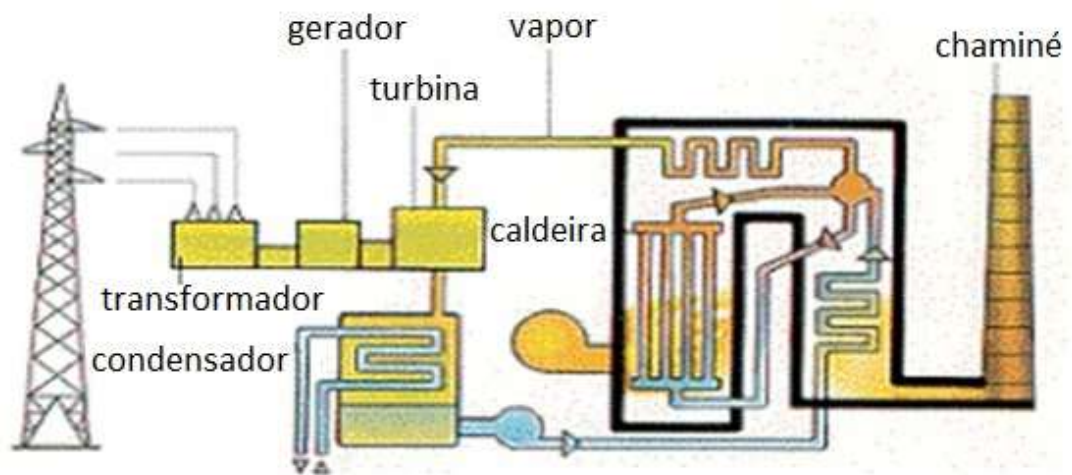


FIGURA 11 – ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO USINA TERMOELÉTRICA (COELHO, 2015)

Capítulo 4

Materiais e Métodos

Para o vigente estudo, para obtenção de resultados, foram utilizados como parâmetros dados de uma empresa brasileira real, que atua em bases terrestres no Nordeste, com exploração de petróleo e gás natural,. O intuito será de apresentar como variações de parâmetros podem afetar o resultado a ser obtido, desde maior eficiência, demonstrando possível diminuição de perda nas transferências, até o objetivo de ter um maior resultado de geração energética, objetivo final do ciclo combinado e do estudo por consequência.

4.1 Modelagem e simulação

Para a elaboração será utilizado o software *Interactive Thermodynamics – IT*. O IT é um *software* voltado para resolução de equações, incluindo diversas funcionalidades envolvendo esses problemas como ferramentas de dados, visualização de processos, possibilitando assim o usuário desenvolver diferentes modelos de aplicação, podendo dessa forma testar possíveis eficiências (Jeffrey, 1996).

Para o presente o estudo, foi iniciado com o mínimo de variáveis possíveis, sendo apenas o necessário para uma exemplificação do modelo. Ao longo do estudo foram acrescentadas novas variáveis e com todas as variáveis empregadas no modelo mais simplório, adicionando os métodos de variação para aumento de eficiência citados na seção 2.2.5, com um estudo paramétrico foram demonstrados como essas modificações afetam a eficiência dos ciclos combinados.

Foi utilizado como fonte inicial de calor os dados de gás natural que são descartados por uma empresa brasileira, que atua em bases terrestres no Nordeste, com exploração de petróleo e gás natural. Analisando a quantidade que é descartada, foi avaliado o histórico de produção e descarte (figura 12) e durante um mês, para obter os resultados do estudo.

Os dados utilizados foram o total excedente de produção/extração que é realizado, chamado de queima total, o valor que é necessário manter essa liberação, seja por questões de segurança, operacionais ou questões de otimização de produção, como o gás lift, no estudo chamado de queima operacional e por último o valor que hoje é realmente um valor perdido, podendo ser por diversos motivos operacionais da empresa, no estudo chamado de queima para otimização.

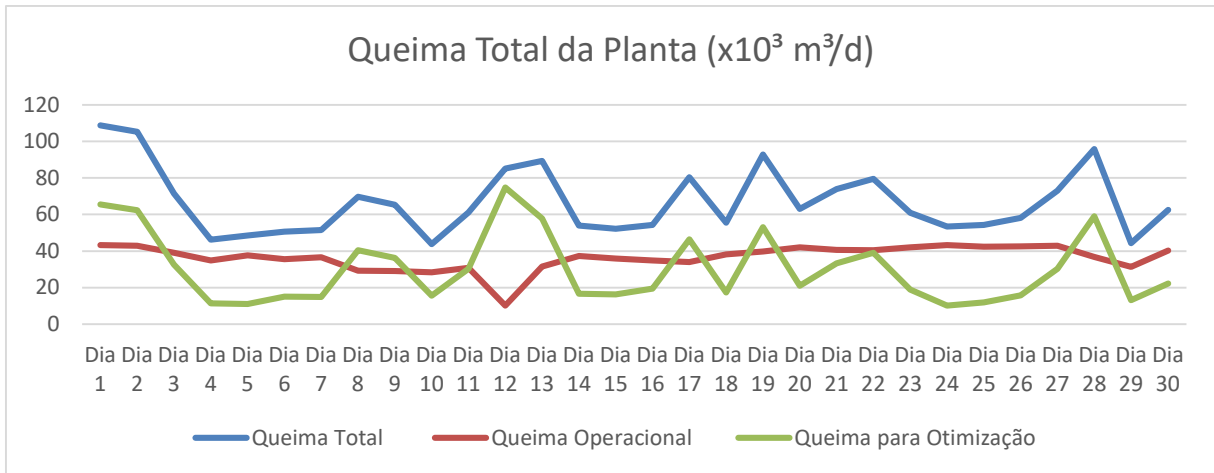


FIGURA 12 – GRÁFICO DE QUEIMA DE GÁS NATURAL DIÁRIA

Através da análise dos valores, foi obtido o valor médio diário de $30,37 \text{ Mm}^3/\text{d}$ ou em massa, utilizando a taxa de conversão de 0,78 (COPERGAS, 2022), para utilização de massa durante os cálculos, obtém-se 23,68 toneladas/dia. Outro valor utilizado, foi o valor total de produção da empresa, pois através de uma análise econômica, pode fazer sentido, utilizar essa produção para extração de mais insumo e venda de energia. O valor total de produção com a queima descartada da companhia no período analisado (figura 13) foi de $1402,28 \text{ Mm}^3/\text{d}$ ou 1093,78 toneladas/dia.

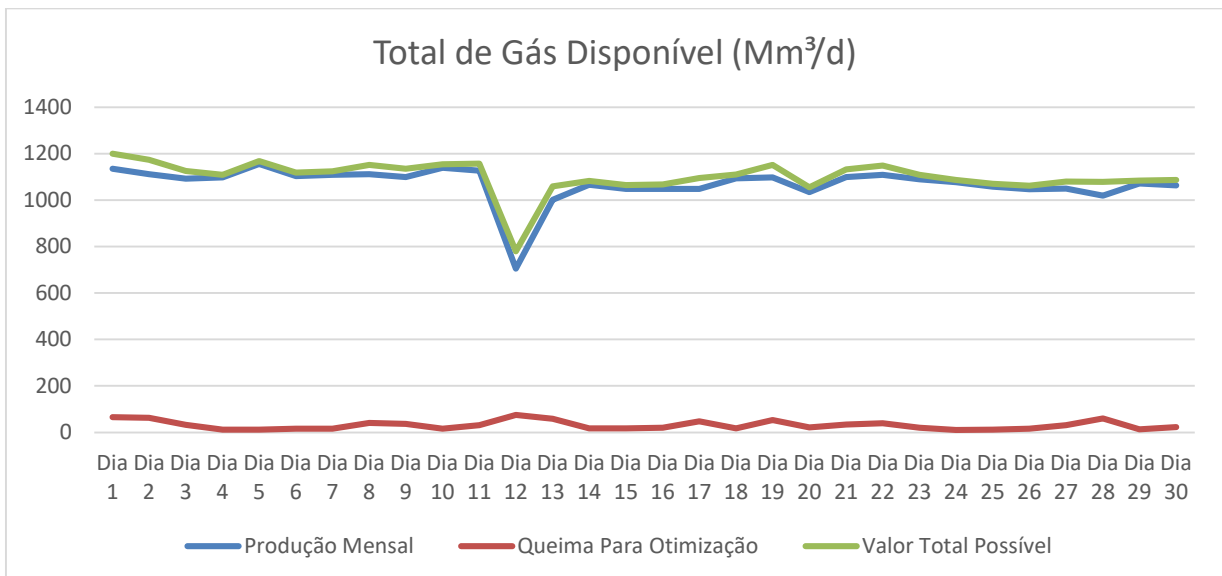


FIGURA 13 – GRÁFICO DE PRODUÇÃO TOTAL DE GÁS NATURAL

No ponto 1 do ciclo (figura 16) foram utilizados os valores de pressão e temperatura como: $100,325 \text{ kPa}$ e o valor de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ou $298,2 \text{ K}$, por serem os dados do ar atmosférico, foram utilizados dados simplificados, pois o foco está nos ciclos combinados, sendo uma sugestão

para trabalhos futuros utilização de medidas bioclimáticas. Dessa forma, estes são os dados de entrada utilizados no ciclo ar padrão, o ciclo de Brayton. O ciclo de Rankine, como é um ciclo fechado, os dados serão calculados a partir dos valores obtidos ao longo do próprio ciclo e com a variação dos parâmetros.

Outro valor utilizado durante o estudo, foi o valor de PCS do gás natural, pois o gás natural será a única fonte de calor do ciclo. Dessa forma, foi analisado 30 dias de medições fiscais da companhia, para obtenção do PCS médio do gás (figura 14).

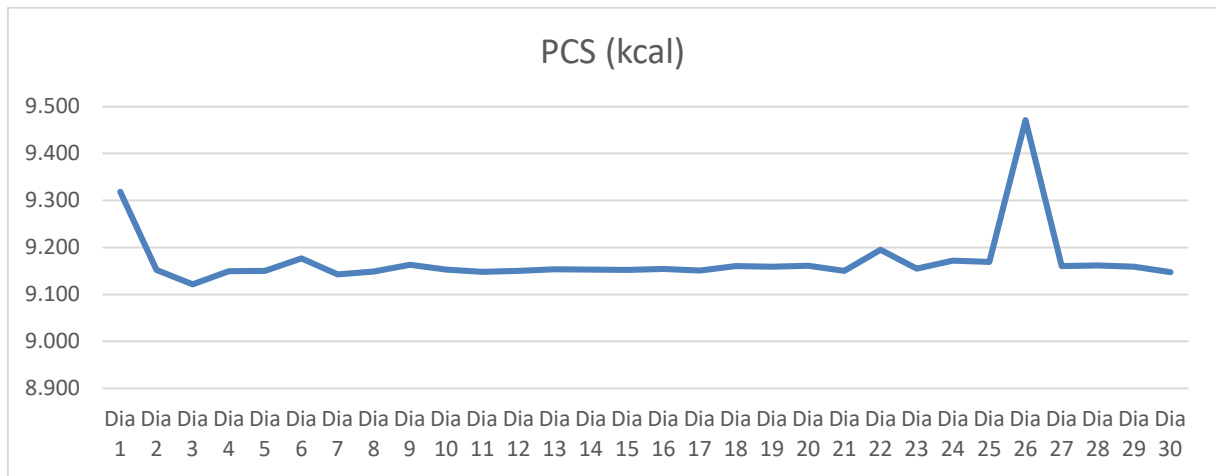


FIGURA 14 – GRÁFICO DE PCS DO GÁS NATURAL

Dessa forma, obtém-se o valor médio de 9170,88kcal, convertendo para Joules, chega-se ao valor de 38,36MJ.

Com os dados de entrada dispostos, foi proposta a montagem de um ciclo básico Rankine-Brayton para poder exemplificar o valor médio que seria produzido dessa forma e a eficiência. No capítulo 5 serão adicionados novos arranjos do ciclo para pode buscar aumento de eficiência e assim demonstrar qual seria o mais eficiente para o ciclo demonstrado.

Temperatura Inicial	298,2 K
Vazão de Gás Natural	0,274 kg/s
Coefficiente Trocador de Calor	80%
Calor Específico do Ar (c_p)	1005 J.K
Eficiência Isentrópica da Bomba	70%
Eficiência Isentrópica do Combustor	85%
Eficiência Isentrópica da Turbina Brayton	90%
Eficiência Isentrópica da Turbina Rankine	80%
Vazão Mássica de Ar	17 kg/s
Vazão Mássica de Vapor de Água	18 kg/s
Pressão Inicial Compressor	100,325 kPa
Razão de Compressão	10:1
Pressão Inicial Bomba	8 kPa
Razão da Bomba	1000:1
Coefficiente Trocador de Calor	80%

TABELA 1 - DADOS DE ENTRADA PONTO 1

Um ponto adicional que foi estudado foi a configuração do trocador de calor, se será melhor utilizar o trocador com configuração contracorrente ou em paralelo. Optou-se por utilizar um trocador de calor contracorrente devido à sua comprovada eficiência na transferência de calor, apesar de não fazer diferença na modelagem utilizada neste estudo, é importante comentar para avaliação de futuros estudos. No esquema contracorrente, os fluidos quente e frio fluem em direções opostas, o que permite uma diferença de temperatura média logarítmica (DTML) maior em comparação com o escoamento paralelo. Essa diferença de temperatura média logarítmica é fundamental para maximizar a eficiência da transferência de calor. (Incropera, 2008)

A figura 15 ilustra a eficiência da transferência de calor de um trocador de calor contracorrente em comparação com um trocador de calor de escoamento paralelo em função da temperatura dos fluidos. Os dados mostram claramente a superioridade do trocador de calor contracorrente em termos de eficiência térmica. A diferença de temperatura média logarítmica maior no escoamento contracorrente é evidente nesses resultados.

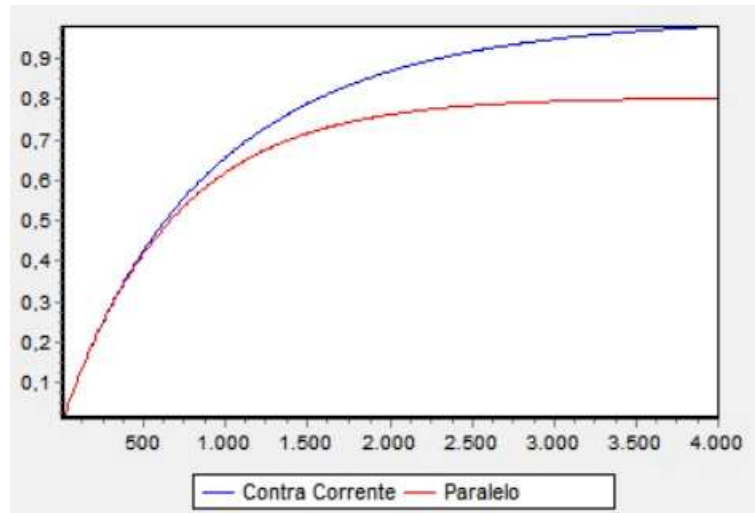


FIGURA 15 – GRÁFICO DE COMPARAÇÃO DE EFICIÊNCIA DO TROCADOR DE CALOR

Dessa forma, o arranjo estudado utilizado, foi o demonstrado na figura 16. Sendo para o início do estudo, o arranjo mais simplificado do ciclo combinado Rankine-Brayton, com as metodologia e cálculos a serem apresentados adiante:

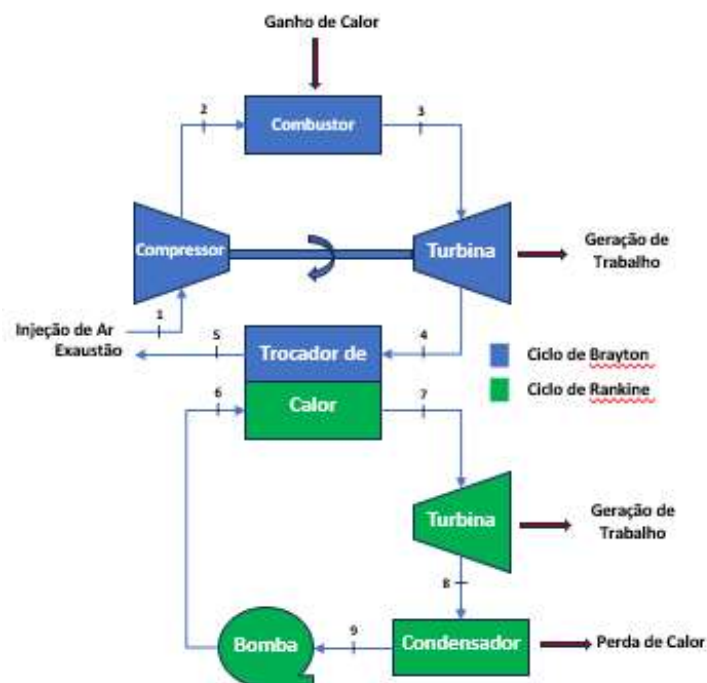


FIGURA 16 – CICLO COMBINADO PADRÃO (RANKINE-BRAYTON)

Ciclo de Brayton:

- Ponto 1: Entrada do Gás no compressor;
- Ponto 2: Entrada no Combustor;
- Ponto 3: Entrada do gás na turbina para geração de energia;
- Ponto 4: Entrada do Gás no exaustor;
- Ponto 5: Saída do exaustor e liberação para a atmosfera.

Ciclo Rankine:

- Ponto 6: Entrada de água trocador de calor;
- Ponto 7: Entrada do vapor d'água na turbina;
- Ponto 8: Entrada para resfriamento no condensador;
- Ponto 9: Entrada na Bomba para reciclo do sistema.

4.1.1 Parâmetros do ciclo Brayton

O ciclo de Brayton é a parte do fluxograma onde inicia-se o fluxo como demonstrado na figura 16. No ponto 2, o gás natural é aquecido para poder dar início a geração de calor. O presente estudo, como citado anteriormente, utilizou os dados de uma companhia de geração de gás natural que hoje encaminha parte deste gás para descarte. Para o ciclo a gás, foi utilizado esse gás como fonte de calor no combustor e as demais análises utiliza-se o modelo de ar-padrão, iniciando assim o ciclo combinado.

Para a compressão de ar foi utilizada como suposição, para início das análises, uma vazão de pressão padrão de 10, dessa forma terem-se a pressão de saída 10 vezes maior que a pressão de entrada. Dessa forma, como primeiro estágio é obtido o gás no modelo ar-padrão, com os dados iniciais, é inserido no compressor, para que assim se inicie todo o ciclo.

A primeira parte do código foi montada, referente aos dados de entrada do ar-padrão no compressor. Inicialmente foram usados os dados de entrada de temperatura e pressão, pois são os dados antes da entrada do ciclo. A partir desse ponto, é possível receber dados de entalpia e de entropia do ar envolvidos na equação.

É importante comentar que os valores para a entropia são importantes no cálculo, mesmo que seja considerada apenas a análise energética e não exérgica, pois em etapas a frente, será necessária a utilização desses dados para definir outros parâmetros de cálculo.

Antes de analisar como o combustor atua no ciclo, com as variações de temperatura e pressão, é importante analisar os dados utilizados como entrada de calor no ciclo, esses dados

são a base para nortear o estudo, pois é onde é adicionado de fato o calor gerado através do gás natural da companhia.

Os valores definidos são a vazão mássica de ar que atuará pelo ciclo, em kg/s. O valor do calor específico do ar padrão, que será utilizado será em relação a temperatura do ciclo, encontrado valor de 1053 J.K. E por último como dado de entrada, se tem a vazão de gás natural que está sendo queimada para poder gerar o calor.

Utilizando o dado inicial de produção diária de 23,68 toneladas/d, usa-se a conversão, dividindo por 86400 para se obter o valor em kg/s, chega-se ao valor de 0,274kg/s. Lembrando que ao longo do estudo, foram mostrados como esse valor pode aumentar ou diminuir a produção de calor ao longo do ciclo, pois é um dado chave, uma vez que ele define quanto de calor será gerado na câmara de combustão e conseqüentemente todos os valores de temperatura ao longo do ciclo.

Com os dados de entrada todos definidos, é realizada aplicação de modelos. Definindo o calor inserido, utilizando o PCS do gás natural da companhia. E posteriormente, utilizando os dados para encontrar o valor de temperatura após o aquecimento do ciclo.

Após passagem pelo compressor tem-se o novo valor de pressão, onde ocorre o aumento de temperatura. Dessa forma tem-se o valor de entropia no segundo estágio igual ao valor de entropia no primeiro estágio.

O valor de calor que é cedido ao sistema foi definido através do PCS do combustível da companhia, conforme demonstrado anteriormente de 38,36 MJ. Calculado pela vazão mássica de gás natural queimada para poder originar o ciclo, obtém a vazão de 0,2741 m³/s, devido ao valor que hoje é descartado pela companhia. Utilizando a equação fundamental da calorimetria para definir o valor alcançado pela temperatura.

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (8)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica de ar, C_p o calor específico e ΔT a diferença entre as temperaturas inicial e final. Encontrando um valor de 1199K para a temperatura após a queima. A eficiência isentrópica utilizada foi de 85% para o combustor. (Neves, 2022)

No ponto 3 a pressão se mantém constante em relação ao ponto 2, pois não há alterações em relação a pressão, toda modificação foi realizada no compressor. A temperatura do fluido aumentou, pois este acabou de sair do combustor, dessa forma apresenta um valor elevado inerente da operação que foi realizada. E são definidos os novos valores utilizando esses dados,

da mesma forma que foi feito nas etapas anteriores, são calculados os dados de entalpia e de entropia desta fase do ciclo.

Nota-se que nesta fase é que a energia é gerada pelas turbinas, no final do estudo, apresentaremos os valores encontrados, segmentando cada um dos estágios.

No estado 4, é a fase que ocorre a conexão entre os ciclos, ou seja, é a fase em que é observado o resfriamento do ciclo de ar padrão e o aumento de temperatura do ciclo de água. Esta é a fase em que é possível observar da melhor maneira, o porquê os ciclos combinados são mais eficientes, quando comparado os ciclos isolados, pois em um ciclo Brayton isolado, nesta fase o ar padrão seria resfriado e lançado para atmosfera (Brayton aberto) ou resfriado e relançado ao compressor (Brayton fechado), não aproveitando o potencial de energia (exergia) apresentada nesta fase do processo.

Para os cálculos são apresentadas a eficiência isentrópica da turbina, a pressão no ponto 4 volta a ser ambiente, pois após a passagem pela turbina, o ar não é comprimido novamente, ocasionando a queda da pressão. E faz-se o uso do mesmo artifício apresentado no ponto 2, onde utilizado o valor de entropia do ponto anterior para poder encontrar o valor de entalpia do estágio atual, utilizando o modelo de eficiência isentrópica da turbina. Nessa etapa do ciclo, a temperatura do ar está em 711,6K.

Dessa forma, no último estágio do ciclo, como foi utilizado um ciclo de aberto, o ar é liberado para atmosfera. O valor final de temperatura que o ar padrão é liberado após resfriamento, pressão segue ambiente pois não há atuação de compressão no resfriador e o cálculo da entalpia, para utilização nos métodos de eficiência.

Para obter o valor do ponto 5 foi utilizado um trocador de calor com eficiência de 80%. Para encontrar o valor da temperatura do fluido que está sendo eliminado para atmosfera, utilizou-se da relação das entalpias dos valores encontrados imediatamente antes e após a troca de calor. Definida a vazão de água como 18 kg/s, o valor de h_5 foi obtido com o balanço de energias.

4.1.2 Parâmetros do ciclo Rankine

Para o início do Ciclo de Rankine, utiliza-se o ar padrão aquecido proveniente do ciclo de Brayton, dessa forma como na figura 26.

Neste momento ficou definido o ponto 6 como o ponto de partida para o ciclo de Rankine, por ser a etapa imediatamente anterior ao início do aquecimento, utilizou-se essa etapa para facilitar a compreensão do leitor. Para o estudo a eficiência isentrópica da bomba utilizada

foi de 70%. (Panosso, 2003). A Pressão se encontra a 8000kPa, pois está na saída da bomba. Para encontrar a temperatura, utilizou-se que para uma bomba reversível e adiabática irá operar e a potência consumida será o produto do volume específico vezes o gradiente de pressão em kPa. Como se possui todos os dados, utilizou-se da fórmula para encontrar o h_6 e, conseqüentemente, a temperatura.

$$h_6 - h_9 = \frac{v_9 * (p_6 - p_9)}{Iso_b} \quad (9)$$

Onde, v_9 é o volume antes, pois como o fluido é incompressível, a variação do volume é insignificante, e como se possui o dado do v_9 , optou-se por utilizar este valor. O valor de p_6 é o valor após a compressão e p_9 é o valor antes da compressão. Obtendo o valor do trabalho específico de uma bomba isentrópica. Com a divisão do valor obtido pelo cálculo de volume e gradiente de pressão, pela eficiência isentrópica, encontra-se o trabalho real e conseqüentemente podemos encontrar o valor de h_6 . Com o valor de h_6 , encontrou-se a temperatura de 317,4 K.

No ponto 7 é encontra-se o valor do fluido após a troca de calor. Primeiramente foi obtido o novo valor de temperatura, que se apresentará após a troca de calor. Encontrando um valor de 419,8K. é possível encontrar as entalpias e entropias do ciclo, utilizando os valores da temperatura após aquecimento no trocador de calor e a nova pressão após passagem pela bomba.

No estágio 8, utilizou-se a eficiência isentrópica para a turbina de 80% (Panosso, 2003) e tem-se a nova pressão após a perda na turbina e é utilizada a relação da eficiência, para encontrar o valor da entalpia ideal no estágio 8.

Por último, os dados do estágio 9, para poder ter a definição completa de todos os estágios de trabalho do ciclo de Rankine, reiniciando assim o ciclo.

4.1.3 Parâmetros do ciclo combinado Rankine – Brayton

Com todos os parâmetros apresentados e calculados, obteve-se os valores de trabalho, calor e potência no ciclo.

Dessa forma, as capacidades de gerar trabalho e calor no ciclo com ar padrão e as capacidades de potência e calor no ciclo a vapor, podem ser obtidas através das equações acima, comparando os valores antes e após cada uma das fases.

Um ponto crucial do estudo encontra-se nesta etapa, que é relação entre as vazões de ar e de água. Pois com essa relação, foi possível encontrar o valor de entalpia após a saída do

trocador de calor e assim, ser possível realizar o balanço de massas entre os ciclos termodinâmicos.

E para definição final, é calculado o Trabalho total do ciclo e de calor foi rejeitado e a eficiência do ciclo nessa composição. Também é possível verificar os valores de cada ciclo isoladamente.

Ciclo a Ar Padrão	
Trabalho Turbina	9,35 kJ
Trabalho Compressor	5,45 kJ
Calor na Câmara de Combustão	11,17 kJ
Calor de exaustão	0,56 kJ
Potência Líquida Ciclo Ar Padrão	3,91 kJ
Eficiência térmica do Ciclo	34,96 %
Ciclo a Vapor	
Potência gerada na turbina a Vapor	0,88 kJ
Calor rejeitado no condensador	7,10 kJ
Potência consumida pela bomba	0,21 kJ
Potência Líquida Ciclo a vapor	0,68 kJ
Eficiência térmica do Ciclo	6,1 %
Ciclo Combinado	
Potência Total	4,58 kJ
Calor Rejeitado Total	7,62 kJ
Eficiência térmica do Ciclo	41,02 %

TABELA 2 – RESULTADOS OBTIDOS CICLO COMBINADO RANKINE-BRAYTON PADRÃO

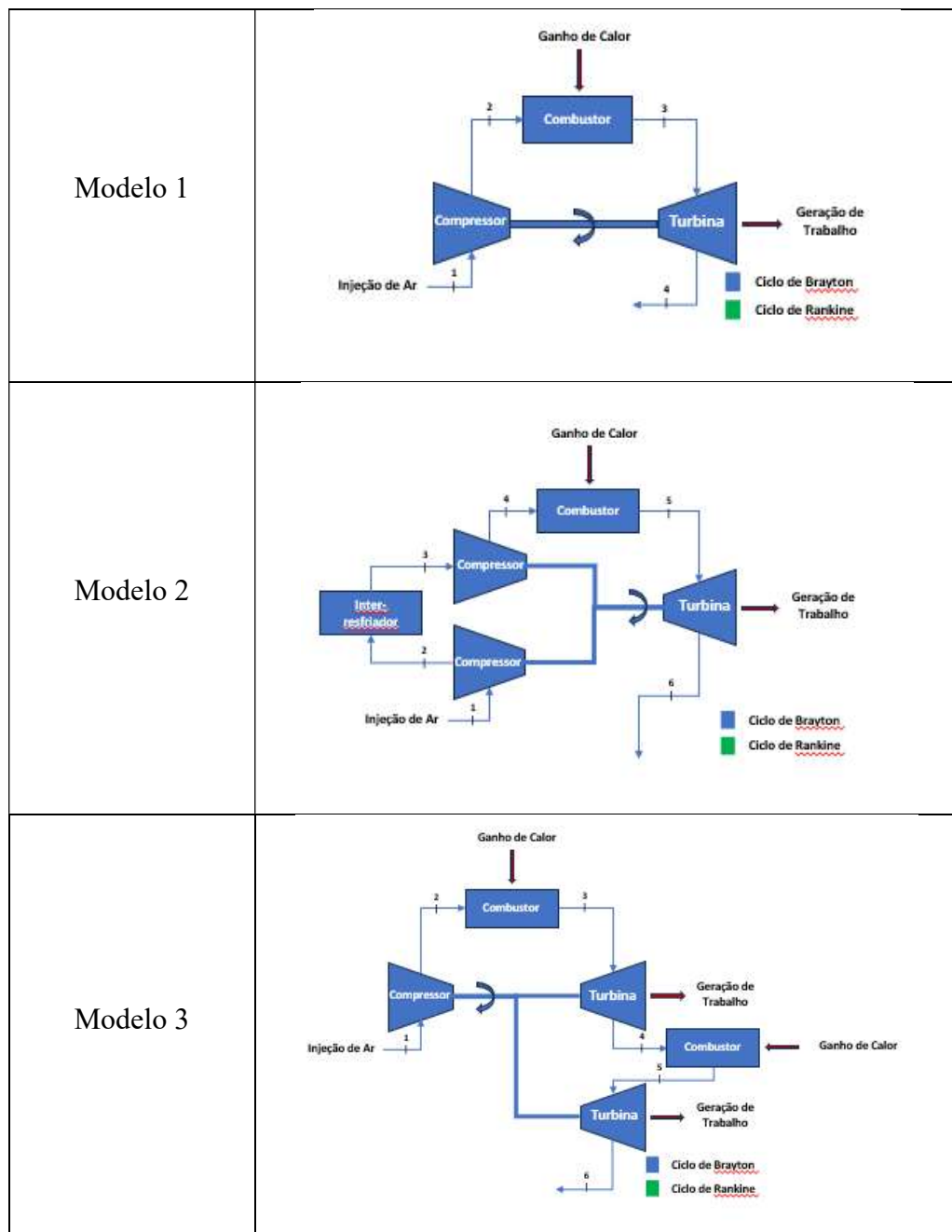
4.2 Análise de Configurações

Para que seja possível aumentar as eficiências dos ciclos térmicos, chegando a patamares de última geração em plantas energéticas, será utilizado o software IT junto com o código trabalhado na seção anterior para implementar novas etapas no ciclo e variações de dados, gerando gráficos e resultados que comprovem a melhoria da eficiência.

De modo a facilitar os estudos, os ciclos termodinâmicos Brayton e Rankine serão analisados de forma isolada no princípio, para que se possa analisar melhor as influências dos componentes inseridos e suas variações nos resultados do ciclo. Com esses dados, serão combinados os layouts dos ciclos combinados afim de obter as melhores eficiências e trabalhos.

4.2.1 Análise de configurações do Ciclo Brayton

Como comentado anteriormente, o ciclo Brayton será analisado de forma isolada do Rankine e estudado a implementação de novos componentes como: compressores, reaquecedor, inter-resfriador e turbinas no ciclo por meio de quatro layouts distintos, onde será explorado possíveis variáveis de projeto para se obter resultados otimizados. Os modelos utilizados nessa seção estão dispostos na tabela 3.



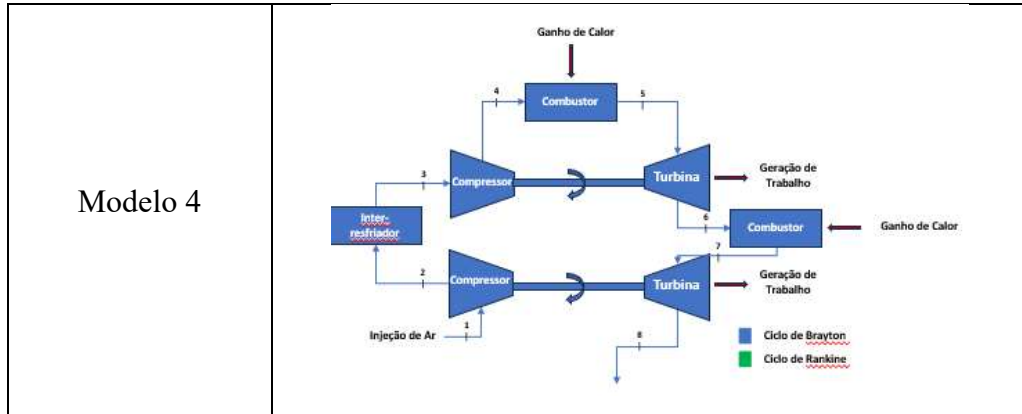


TABELA 3 – MODELOS DO CICLO BRAYTON

4.2.1.1 Análise do Ciclo Brayton Modelo 1

O primeiro modelo analisado será o modelo de ciclo Brayton do capítulo 4, porém com novas variáveis, na qual será chamado de modelo 1, que está representado na figura abaixo.

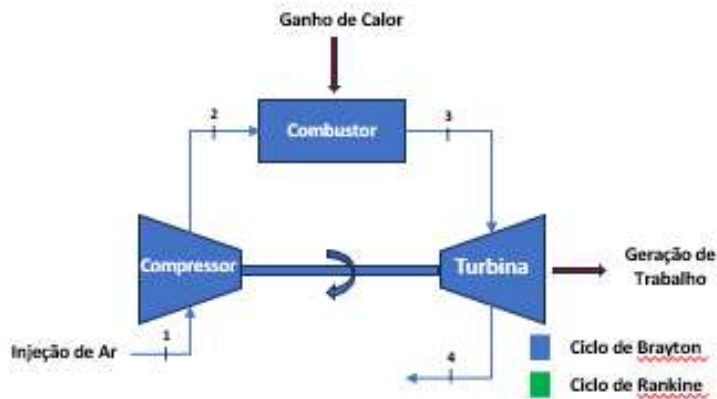


FIGURA 17 – MODELO 1 CICLO DE BRAYTON

De modo a otimizar a eficiência energética, foi determinado três fatores de possível alteração na planta trabalhada. A massa de ar injetada, sendo possível ampliar a quantidade de ar no ciclo, conseqüentemente a quantidade de oxigênio disponível para queima no combustor, possibilitando a geração de maior trabalho, entretanto, para que isso seja possível, necessita o aumento da torre de entrada de ar levando o acréscimo do valor de investimento inicial, considerou a variação de vazão mássica de ar (mg).

O segundo ponto é a taxa de compressão do ar (r) que será variada, na qual afeta diretamente a eficiência e o trabalho líquido gerado. Já o terceiro ponto variável é a vazão de gás natural (vgas) injetada disponível na planta, caso opte por utilizar todo o gás natural que

hoje é comercializado, é possível utilizar o valor de até 12,6 kg/s, possibilitando uma maior temperatura de queima e gerando mais trabalho, vale ressaltar a limitação metalúrgica do metal, onde a temperatura máxima no sistema pode chegar em até 1400 K (Air Liquide, 2023) sem afetar as estruturas das áreas mais quentes, combustor e turbina.

Outra técnica usada para aumentar a eficiência do ciclo é a utilização de regeneradores, que aquecem o ar há temperaturas maiores que a do compressor, diminuindo a quantidade necessária de calor adicionado no combustor. Esse equipamento utiliza o calor de exaustão da turbina para aquecer o ar antes do combustor, apesar de aumentar a eficiência, não foi utilizado para o ciclo combinado, devido ao calor saído da turbina ser direcionado prioritariamente para gerar vapor do Rankine, essa possibilidade foi verificada ao final de cada modelo do Brayton de forma adicional com o intuito de demonstrar a eficiência que o ciclo pode gerar.

As variáveis de massa de ar e taxa de compressão influenciam diretamente o ciclo Rankine acoplado, com isso serão analisadas parametricamente na seção de ciclo combinado, sendo o foco desta seção a otimização da vazão de gás natural, tendo em vista a correlação entre a injeção de gás natural, a temperatura de combustão e a massa de ar, fixando o valor da massa de ar injetada em 17 kg/s, como o determinado no capítulo 4, variou-se a temperatura de combustão entre 1000 K a 1500 K, dessa maneira o programa indicará a vazão de gás natural para cada caso estudado no Brayton. Os resultados estão disponíveis nos gráficos e tabela abaixo, bem como uma comparação com os resultados do ciclo Brayton do capítulo 4.

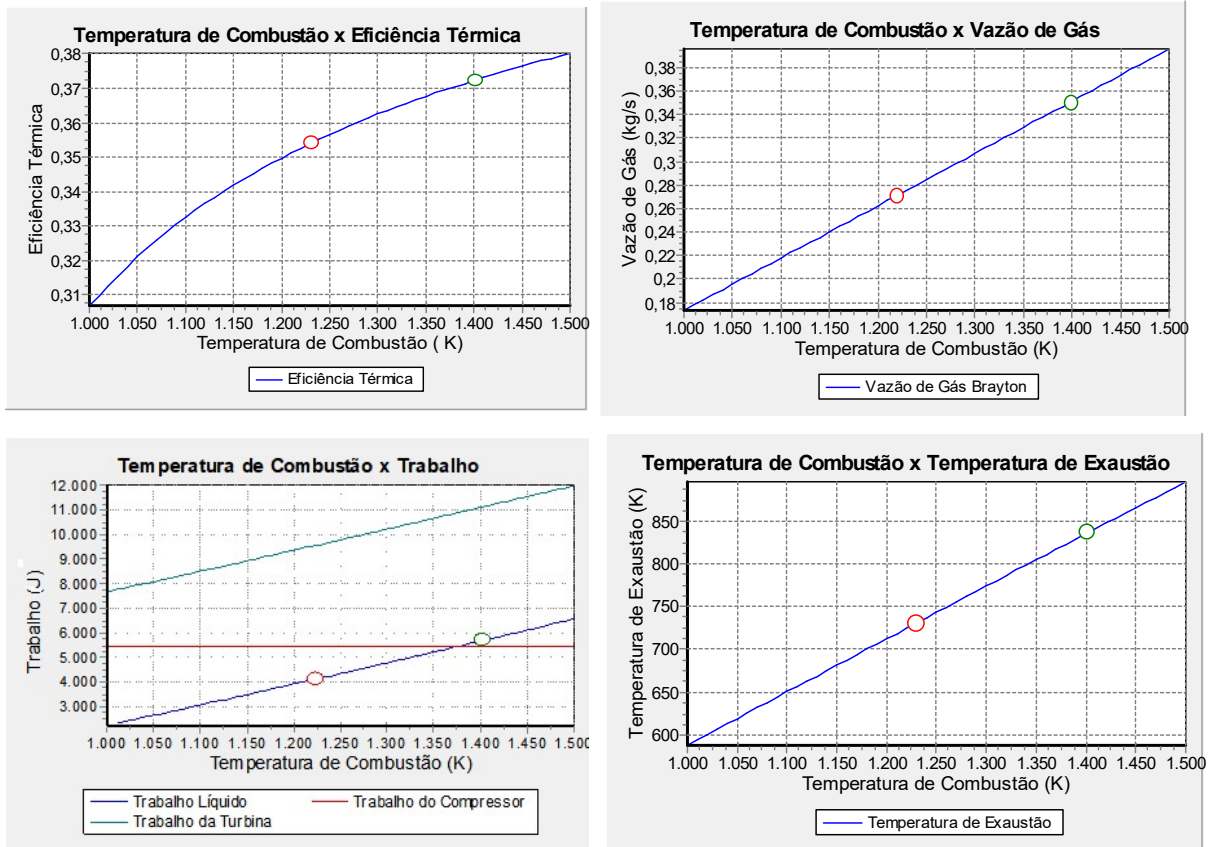


FIGURA 18 – GRÁFICOS COMPARATIVOS TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS, TRABALHO E TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DO MODELO 1

Ao analisar o gráfico que mostra a vazão mássica de gás natural(kg/s) em relação ao aumento da temperatura de combustão, torna-se evidente que, à medida que a temperatura de combustão aumenta, uma maior vazão de gás natural é requerida, proporcionalmente ao aumento de temperatura considerado. Em outras palavras, existe uma relação linear entre essas duas variáveis, e um aumento na vazão de gás natural resulta em um aumento correspondente na temperatura de combustão, dessa forma considerou-se o valor de temperatura metalúrgica máxima de 1400K.

A temperatura é um fator crítico na eficiência dos processos termodinâmicos, e sua relação com o desempenho de turbinas é de particular importância. Conforme a temperatura de entrada do fluido de trabalho aumenta, observa-se uma correlação direta com o aumento do trabalho líquido produzido pela turbina, esse fenômeno se reflete em um gráfico que destaca essa relação, conforme analisado no gráfico apresentado, à medida que a temperatura aumenta, o trabalho líquido gerado também experimenta um crescimento notável. Isso ocorre devido ao aumento da energia interna do fluido, que resulta em uma maior expansão durante o processo de turbina. Além disso, a análise gráfica fornece uma representação visual clara dessa relação, auxiliando na tomada de decisões e na otimização de sistemas termodinâmicos.

No último gráfico, pode ser vista a relação entre a temperatura de combustão e a temperatura de exaustão, conforme a temperatura de combustão é aumentada, a temperatura de exaustão tende a acompanhar um padrão ascendente, demonstrando uma influência direta que colabora com o ciclo Rankine e a transformação do líquido em vapor a partir do ar aquecido.

Modelo Brayton	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho do Compressor (J)	Trabalho da Turbina (J)	Trabalho Líquido do Brayton (J)	Temperatura de Exaustão da Turbina Ar Padrão (K)
Seção 4.1.3	0,2741	35,35%	5450	9595	4756	728,8
1	0,3514	37,23%	5450	11030	5668	835,1

TABELA 4 - RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDOS DO MODELO 1

Após análises gráficas e com os dados estipulados é possível verificar que com o aumento da temperatura de combustão, houve um acréscimo da vazão mássica de gás natural, gerando bons resultados de eficiência no ciclo, com um salto de eficiência de 35,35% para 37,23%, ganho de 1,88%. O aumento da eficiência, neste caso é principalmente devido ao ganho de temperatura obtida após a combustão, de 1227K para 1400K.

O trabalho do compressor se mantém constante, pois não ocorre alterações da taxa de compressão entre o ciclo da seção 4.1.3 e ciclo atual e de acordo com o demonstrado anteriormente nos gráficos (figura 33), como o valor da temperatura aumenta, amplia também a energia do sistema, gerando uma evolução do trabalho da turbina, conseqüentemente aumentando o trabalho líquido.

Desta forma, a análise dos novos dados resultantes da simulação do ciclo de Brayton revela os avanços em relação ao arranjo original. O ajuste com o aumento da entrada da vazão mássica de gás natural (kg/s), demonstraram ser eficazes na busca por soluções mais eficientes em termos energéticos. A partir destes dados, é possível ter mais um parâmetro de eficiência, comparado aos demais métodos que serão testados a frente.

A partir da análise feita, também foi feita um estudo com uso de regenerador, dispositivo que recupera parte do calor de saída dos gases de exaustão para pré-aquecer o fluido de trabalho que entra na câmara de combustão. Foi utilizada uma eficiência de 80%, essa recuperação de calor reduz a carga térmica necessária sobre a câmara de combustão, tornando o ciclo mais eficiente e, portanto, economizando energia e combustível.

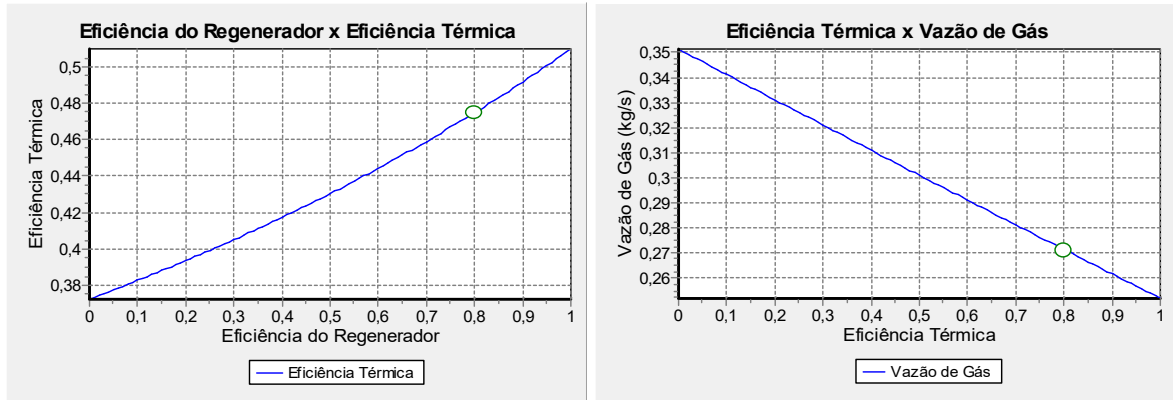


FIGURA 19 – GRÁFICOS DE ANÁLISE ENTRE EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS E EFICIÊNCIA DO REGENERADOR DO MODELO 1 DO CICLO DE BRAYTON

Modelo 2	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
Sem Regenerador	37,23%	0,3514	5668
Com Regenerador	47,48%	0,2710	5668

TABELA 5 - RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO 1 COM REGENERADOR E SEM REGENERADOR

A análise dos resultados evidencia que, ao gerar o mesmo trabalho, a inclusão de um regenerador, resulta em uma redução substancial na quantidade de gás natural para aquecer ar a 1400 K, de 0,3514kg/s para 0,2710kg/s. Desta forma, sendo necessário injetar menos gás natural, ou seja, com menor injeção de calor e mantendo a geração de trabalho, pode-se observar um notável aumento de eficiência no ciclo, aumentando em mais de 10% a eficiência do ciclo.

4.2.1.2 Análise do Ciclo Brayton Modelo 2

Com o intuito de aumentar o trabalho líquido da usina, uma possível solução é a utilização de compressor com dois estágios e um inter-resfriador, desse modo, o trabalho consumido pela pressurização do ar diminui, resultando em uma sobra maior no trabalho líquido gerado. Para essa análise foi proposto o layout do ciclo Brayton abaixo, modelo 2.

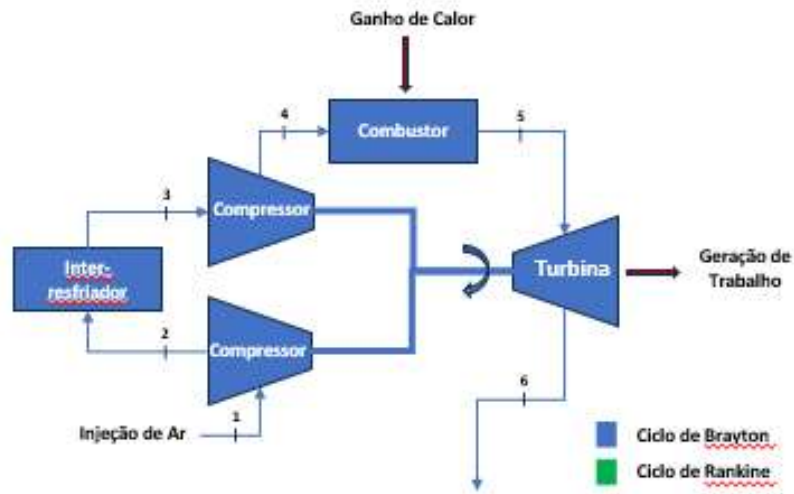


FIGURA 20 – MODELO 2 CICLO DE BRAYTON

É importante salientar que de acordo com o autor Shapiro, para compressores de dois estágios, a relação de pressão nos compressores devem ser as mesmas favorecendo o trabalho mínimo.

$$\frac{p_i}{p_1} = \frac{p_2}{p_i} \quad (10)$$

Dessa forma, com a pressão de entrada (p_1) e a taxa de compressão especificados (r), obtém-se a pressão de saída dos compressores (p_2).

$$\frac{p_i}{p_1} = \frac{p_1 * r}{p_i} \quad (11)$$

Encontra-se a pressão do inter-resfriador (p_i) ideal para o trabalho mínimo dos compressores.

$$p_i = p_1 * \sqrt{r} \quad (12)$$

Considerando o layout atual, com a pressão de entrada (p_1) de 100kPa e a taxa de compressão (r) de 10, pode-se observar no gráfico abaixo um menor trabalho do compressor com a pressão do inter-resfriador (p_i) em 316kPa.

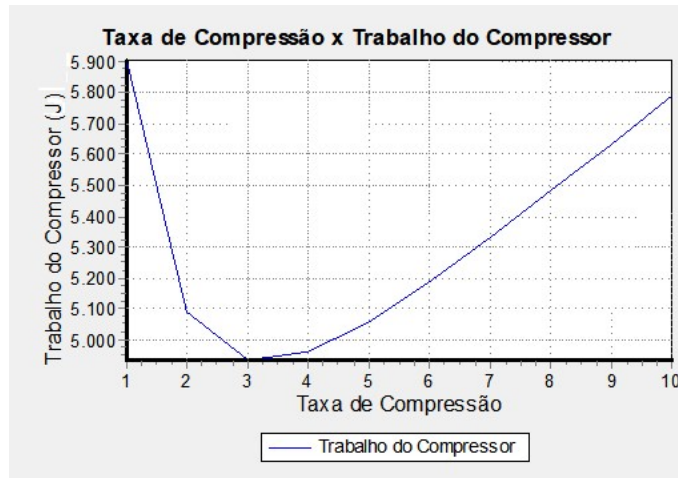


FIGURA 21 – GRÁFICO DE ANÁLISE TAXA DE COMPRESSÃO X TRABALHO DO COMPRESSOR

Entretanto, com a utilização inter-resfriamento a temperatura de saída de ar do compressor é menor, exigindo maior adição de calor no combustor, com isso, esse modelo não acrescenta necessariamente a eficiência térmica, mas sim o trabalho líquido.

Diante dessas informações, propõe-se reduzir o trabalho do compressor e aumentar o trabalho líquido gerado a partir das três variáveis disponíveis, massa de ar, taxa de compressão e vazão de gás natural, de forma a ter uma base comparativa com a seção anterior, será aplicado os mesmos valores de taxa de compressão e massa de ar.

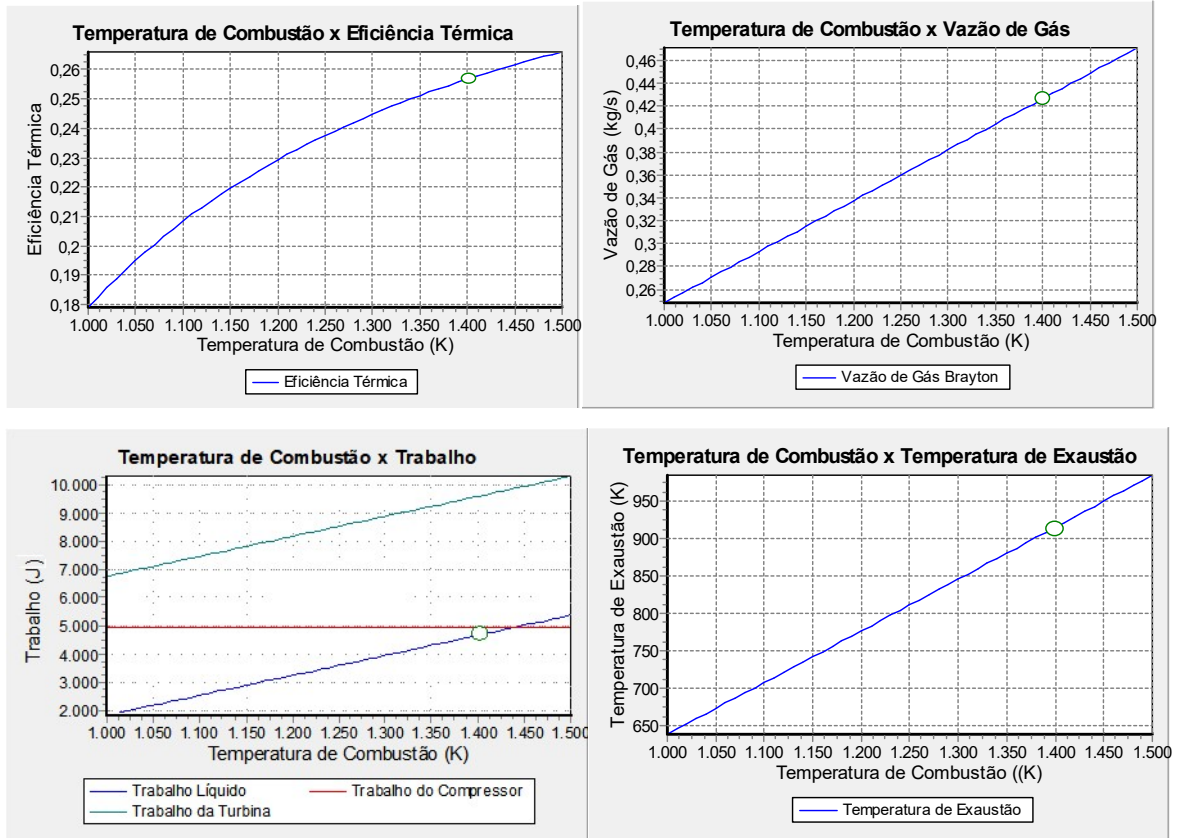


FIGURA 22 - GRÁFICOS COMPARATIVOS TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS, TRABALHO E TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DO MODELO 2

Desta forma, pode-se observar como ocorre as variações de temperatura afetam o ciclo como um todo. Nos gráficos, pode-se observar que, como explicado no caso anterior, conforme maior for a vazão de gás natural utilizada, maior será a temperatura de combustão. Como maior a temperatura de combustão, se obterá maiores trabalhos na turbina e líquido, bem como maiores temperaturas de exaustão.

Modelo Brayton	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho do Compressor (J)	Trabalho da Turbina (J)	Trabalho Líquido do Brayton (J)	Temperatura de Exaustão da Turbina Ar Padrão (K)
Seção 4.1.3	0,274	35,35%	5450	9595	4756	728,8
1	0,351	37,23%	5450	11030	5668	835,1
2	0,452	25,67%	4932	9603	4672	914,9

TABELA 6 – RESULTADOS OBTIDOS DO MODELO 2

De acordo com os resultados obtidos nesta etapa do estudo, é possível observar que a queda de eficiência observada no ciclo de Brayton, que utiliza compressão de dois estágios, pode ser atribuída a uma interação complexa entre os processos termodinâmicos envolvidos. Especificamente, essa queda de eficiência está intrinsecamente ligada ao aumento na taxa de calor que ocorre devido à necessidade de resfriamento do fluido após o primeiro estágio de compressão.

A inserção do inter-resfriador é uma prática comum para reduzir o trabalho requerido na compressão e evitar o aumento excessivo da temperatura do fluido de trabalho. No entanto, essa etapa de resfriamento acarreta a redução da temperatura do fluido antes de entrar no segundo estágio de compressão. A menor temperatura de entrada no segundo estágio resulta em uma necessidade de adição de calor mais significativa para atingir a temperatura de combustão desejada, o que, por sua vez, aumenta a taxa de calor adicionado ao sistema.

Esse aumento na taxa de calor contribui para a queda de eficiência do ciclo, uma vez que a eficiência térmica está inversamente relacionada ao calor adicionado. Portanto, a compressão em dois estágios com inter-resfriador é uma estratégia necessária para otimizar o trabalho gerado, mas também implica em considerações críticas sobre o equilíbrio entre eficiência e exigências termodinâmicas na geração de energia.

Modelo Brayton	Calor adicionado (J)	Temperatura Após Compressão (K)
Seção 4.1.3	11720	611
1	15230	611
2	18200	442

TABELA 6 - QUANTIDADE DE CALOR ADICIONADO NO MODELO 2

Desta forma, ao analisar os valores de temperatura, observa-se que nos dois primeiros ciclos apresentados obtém-se uma temperatura após a compressão de aproximadamente 611 K, já no presente ciclo se verifica 442 K. Desta forma, a eficiência máxima obtida até então de 37,23%, demonstra uma queda de mais de 10% ao estudar o novo método, chegando a 25,67% de eficiência.

Assim como no modelo anterior, realizou-se uma simulação comparativa entre o ciclo com e sem a utilização do regenerador. Os resultados revelaram um aumento surpreendente na eficiência do ciclo quando o regenerador foi incorporado, superando os 15% de eficiência

global do ciclo. A economia de recursos foi notável, uma vez que o ciclo com regenerador consumiu 0,196 kg/s a menos de gás natural.

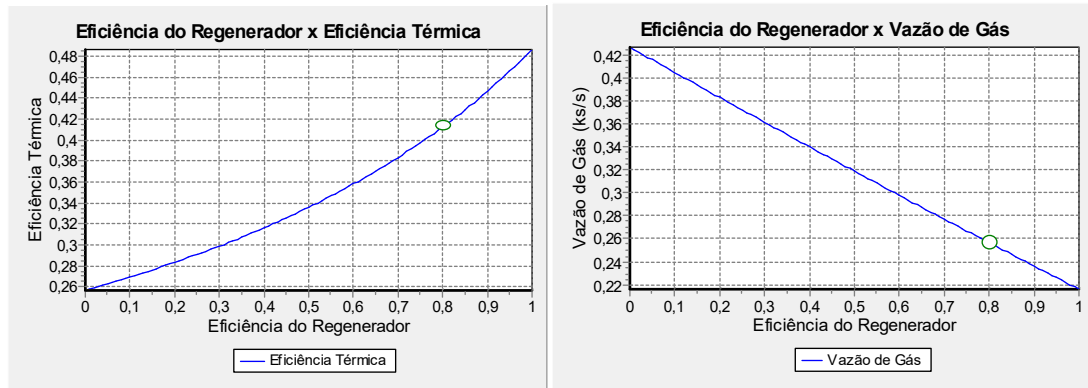


FIGURA 23 – GRÁFICOS DE ANÁLISE ENTRE EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS E EFICIÊNCIA DO REGENERADOR DO MODELO 2 DO CICLO DE BRAYTON

Modelo 2	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
Sem Regenerador	25,67%	0,4520	4672
Com Regenerador	41,26%	0,2565	4672

TABELA 7 - RESULTADOS OBTIDOS MODELO 2 COM REGENERADOR E SEM REGENERADOR

Desse modo, os resultados seguem corroborando que o aumento da eficiência do ciclo é notável, devido ao menor consumo de gás natural para se obter a mesma temperatura desejada no combustor.

4.2.1.3 Análise do Ciclo Brayton Modelo 3

Além dos modelos apresentados anteriormente, outra abordagem notável para otimizar o ciclo de Brayton envolve a implementação de um reaquecedor com uma turbina adicional. Nesse novo arranjo, chamado modelo 3, o ar injetado inicialmente passa pelo primeiro estágio da turbina e, posteriormente, é direcionado para o reaquecedor, onde experimenta um aumento de temperatura.

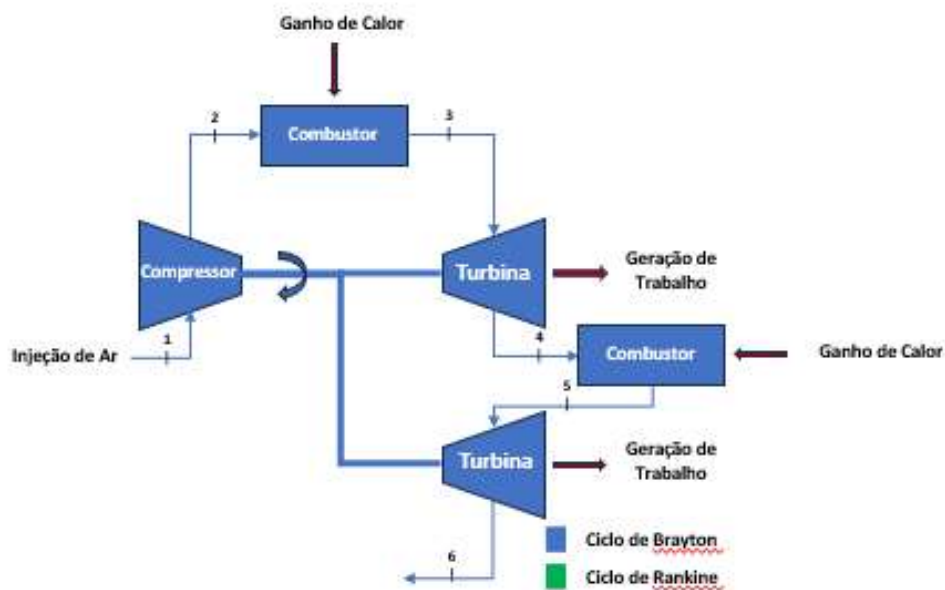


FIGURA 24 – MODELO 3 CICLO DE BRAYTON

A inovação desse arranjo reside no fato de que, após o primeiro aquecimento, o ar ainda mantém um teor de oxigênio considerável, permitindo sua utilização para reaquecer e gerar trabalho adicional em uma segunda turbina. Essa abordagem visa maximizar a conversão de calor em trabalho útil, explorando ao máximo o potencial energético do fluido de trabalho, o que pode oferecer melhorias significativas no trabalho global do ciclo de Brayton, tornando-se uma opção atraente para aplicações que buscam alto desempenho energético.

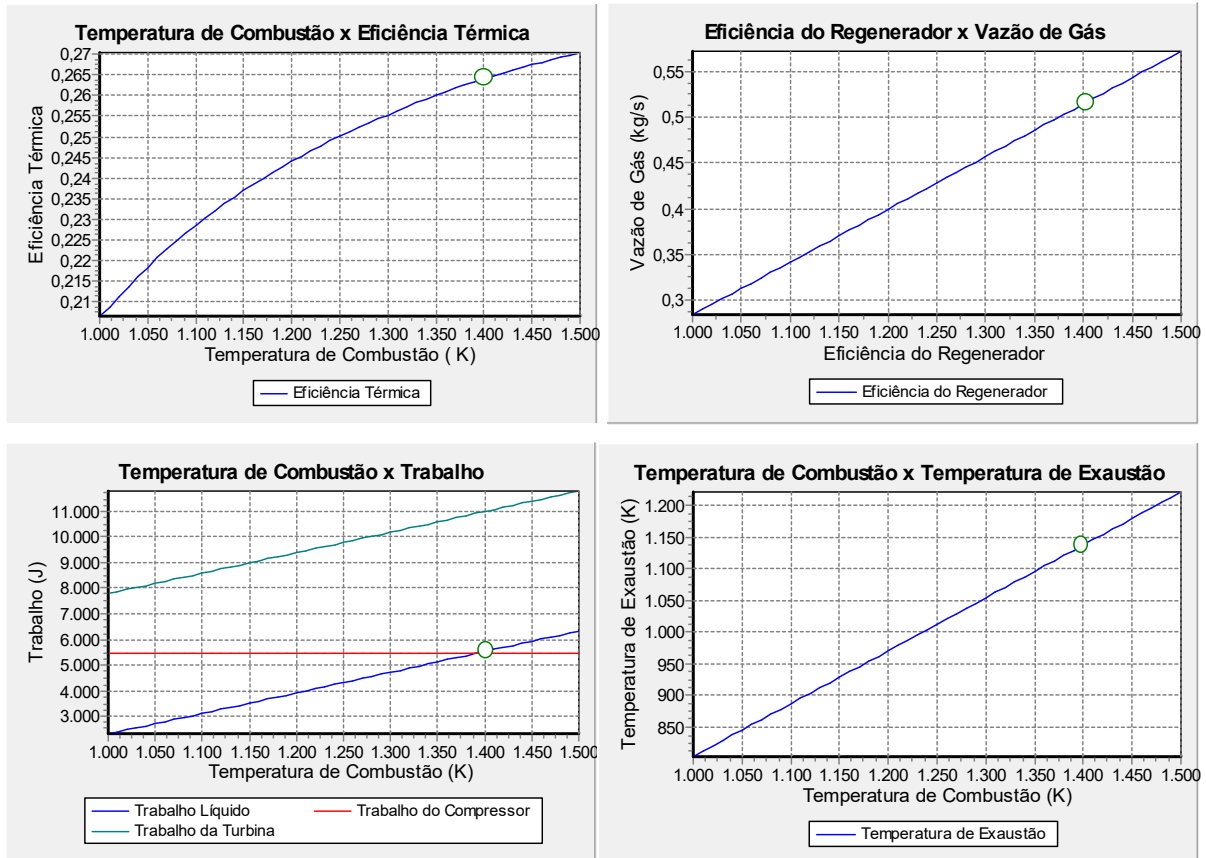


FIGURA 25 – GRÁFICOS COMPARATIVOS TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS, TRABALHO E TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DO MODELO 3

Sobre os gráficos apresentados neste modelo ocorre uma abordagem que se assemelha à análise de modelos anteriores, onde foram exploradas relações entre as variáveis termodinâmicas. Os gráficos fornecem uma visão clara do comportamento do sistema em resposta a alterações em parâmetros-chave e primeiramente, demonstra o comportamento de sua eficiência.

Como nos modelos anteriores, observou-se um gráfico que retrata o comportamento dos trabalhos líquido e da turbina em relação à temperatura de combustão. Essa representação visual ilustra como os trabalhos gerados variam à medida que a temperatura de combustão é ajustada. Da mesma forma, outro gráfico demonstra o impacto da temperatura de combustão em relação à vazão de gás natural, destacando a dependência entre essas duas variáveis, ressalta-se que o aumento do uso do gás natural deve-se a adição de uma nova turbina. Por fim, o quarto gráfico revela a relação entre a temperatura de exaustão e a temperatura de combustão.

Cada um desses gráficos proporciona informações cruciais sobre o funcionamento do sistema de geração de energia, ajudando a identificar tendências e otimizar o desempenho. Portanto, a análise desses gráficos segue uma metodologia semelhante àquela empregada em

modelos anteriores, com foco na compreensão das relações entre as variáveis e na busca por insights que podem melhorar a eficiência e o desempenho do sistema.

Modelo Brayton	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho do Compressor (J)	Trabalho da Turbina (J)	Trabalho Líquido do Brayton (J)	Temperatura de Exaustão da Turbina Ar Padrão (K)
Seção 4.1.3	0,274	35,35%	5450	9595	4756	728,8
1	0,351	37,23%	5450	11030	5668	835,1
2	0,452	25,67%	4932	9603	4672	914,9
3	0,478	26,51%	5450	10970	5526	1137,0

TABELA 8 - RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDO DO MODELO 3

A análise dos resultados do arranjo do ciclo de Brayton com um reaquecedor revela características significativas que merecem consideração. A inclusão do reaquecedor, de fato, resulta em um maior trabalho da turbina, impulsionado pela expansão adicional do fluido de trabalho após o reaquecimento. Esse aumento no trabalho da turbina é acompanhado por uma elevação na temperatura de exaustão, o que apresenta implicações importantes, principalmente quando consideramos ciclos combinados.

No contexto de ciclos combinados, a temperatura de exaustão mais elevada é vantajosa, pois permite uma transferência mais eficaz de calor para o ciclo de Rankine subsequente. Essa transferência de calor é fundamental para melhorar a eficiência global do sistema, uma vez que o calor residual do ciclo de Brayton é aproveitado para gerar vapor no ciclo de Rankine. Isso é particularmente valioso em aplicações que buscam uma alta eficiência energética.

Modelo Brayton	Calor Adicionado (J)
Seção 4.1.3	11720
1	15230
2	18200
3	20930

TABELA 9 - QUANTIDADE DE CALOR ADICIONADO NO MODELO 3

No entanto, é importante notar que, embora o aumento no trabalho da turbina seja benéfico e a temperatura de exaustão mais elevada seja vantajosa para a etapa subsequente do ciclo de Rankine ou do regenerador, a eficiência global do ciclo de Brayton pode não estar necessariamente em seu valor mais alto. Isso ocorre porque, à medida que mais calor é adicionado ao sistema (no caso de dois pontos de injeção de calor), a eficiência do ciclo como um todo é afetada. O equilíbrio entre a eficiência e o aumento do trabalho gerado por meio do reaquecedor é uma consideração crítica no projeto e na operação de tais sistemas.

Outra possível análise a ser considerada é a pressão na segunda turbina, podendo alterar na eficiência do ciclo e seu trabalho gerado, para isso, variou-se sua pressão entre a pressão atmosférica, aproximadamente 100kPa e a pressão na primeira turbina, que nesse estudo está determinada em 1000kPa.

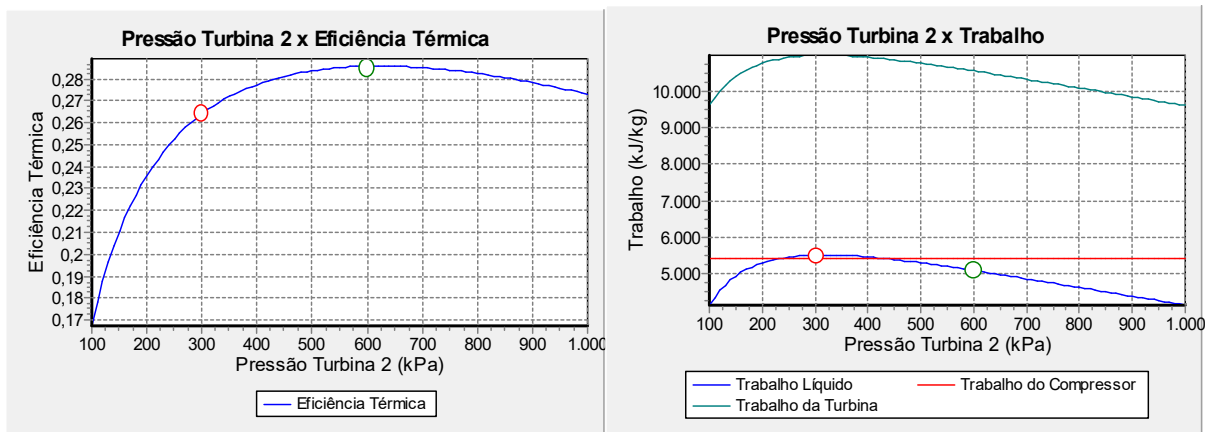


FIGURA 26 – GRÁFICOS DE ANÁLISE PRESSÃO DA TURBINA, EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO MODELO 3

Modelo 3 – Pressão Turbina 3	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
300kPa	26,51%	5526
600kPa	28,58%	5102

TABELA 10 - RESULTADOS OBTIDOS COM DIFERENTES PRESSÕES DE TURBINA DO MODELO 3

Essa alteração possibilita encontrar a melhor eficiência para o arranjo, visto que para aumentar exclusivamente o trabalho pode-se aumentar a quantidade de massa injetada com a mesma proporção de gás natural encontrada nos estudos. Salientando que para cada alteração nas configurações dos padrões a serem adotados, necessita de novos estudos para a pressão da turbina.

Assim como nos modelos anteriores, a simulação do modelo com a incorporação de um regenerador revelou um notável aumento na eficiência do ciclo.

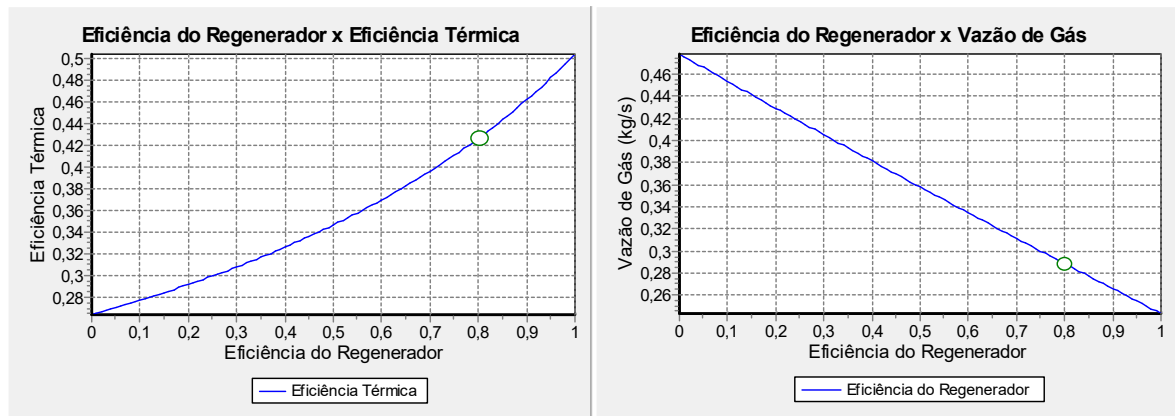


FIGURA 27 – GRÁFICOS DE ANÁLISE ENTRE EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS E EFICIÊNCIA DO REGENERADOR DO MODELO 3 DO CICLO DE BRAYTON

Modelo 3	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
Sem Regenerador	26,51%	0,478	5526
Com Regenerador	42,67%	0,288	5526

TABELA 12 – RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO 3 COM REGENERADOR E SEM REGENERADOR

Neste caso específico, a eficiência aumentou de 25,19% para impressionantes 42,67%. Esse aumento significativo também foi atribuído à drástica redução na quantidade de injeção de gás natural necessária para aquecer o ciclo. A injeção de gás natural caiu de 0,478 kg/s para apenas 0,288 kg/s, evidenciando a eficácia do regenerador para o ciclo ao recuperar e reutilizar o calor dos gases de exaustão.

4.2.1.4 Análise do Ciclo Brayton Modelo 4

Após analisar individualmente os métodos de eficiência do ciclo de Brayton, agora pode-se prosseguir com a análise dos resultados considerando todos esses métodos de eficiência de forma combinada. Essa abordagem integrada permitirá uma visão mais abrangente e holística do desempenho do ciclo de Brayton em um novo layout chamado modelo 4, levando em conta

não apenas as eficiências térmicas, mas também outros fatores que desempenham um papel fundamental na eficiência global do sistema.

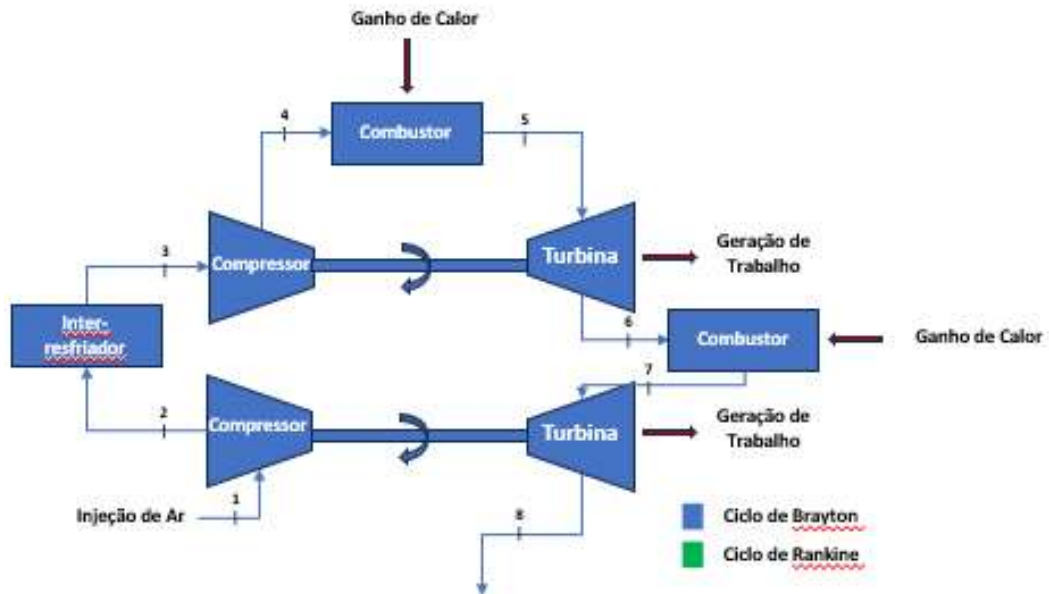


FIGURA 28 – MODELO 4 CICLO DE BRAYTON

Com a análise conjunta dos métodos de eficiência, é possível avaliar como os diversos parâmetros e estratégias se influenciam mutuamente e como otimizá-los para atingir as metas desejadas de desempenho energético e eficiência. Essa etapa de análise combinada é fundamental para obter uma compreensão mais completa e integrada do ciclo de Brayton e essencial para identificar oportunidades de melhoria e otimização em sistemas de geração de energia.

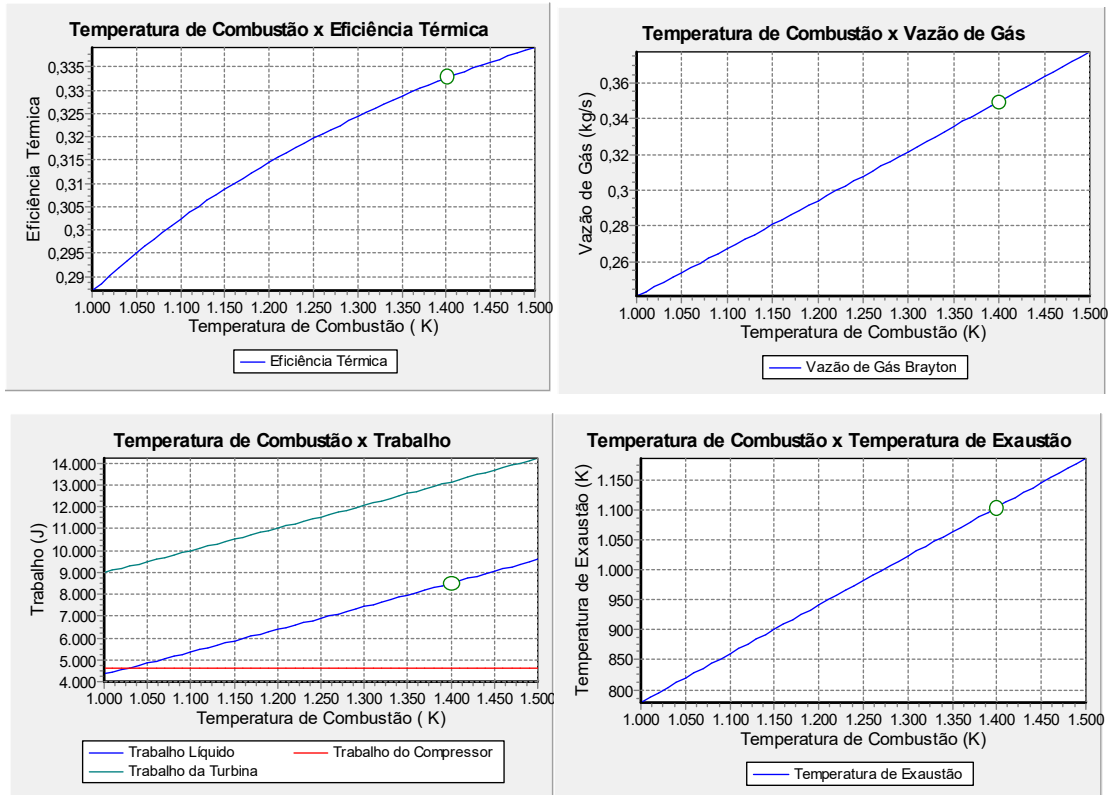


FIGURA 29 – GRÁFICOS COMPARATIVOS TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS, TRABALHO E TEMPERATURA DE EXAUSTÃO DO MODELO 4

A análise gráfica ocorre de forma análoga aos modelos anteriores, no primeiro gráfico, pode-se observar a relação entre a eficiência térmica do ciclo de Brayton e a temperatura de combustão. Isso nos permite entender como a eficiência do ciclo varia à medida que a temperatura de combustão é ajustada. Essa relação é fundamental para determinar o desempenho energético do sistema.

O segundo gráfico ilustra como a vazão de gás natural influencia a temperatura de combustão. É importante notar que a temperatura de combustão é limitada a 1400 K, essa limitação é crucial para garantir a integridade dos componentes do sistema, mas também tem implicações na eficiência do ciclo. O terceiro gráfico destaca como o trabalho líquido produzido na turbina é consideravelmente maior em comparação com o trabalho realizado pelo compressor. Isso sugere que, neste modelo, o ciclo de Brayton apresenta uma maior capacidade de gerar trabalho útil, principalmente em comparação com os ciclos examinados anteriormente. Esse é um aspecto crítico para a eficiência geral do sistema.

O quarto e último gráfico mostra a elevação da temperatura de exaustão no ciclo de Brayton. Esse aumento na temperatura de exaustão é um ponto positivo que será benéfico quando analisarmos este ciclo associado ao ciclo de Rankine nos próximos capítulos ao estudar ciclos combinados. A temperatura de exaustão mais alta pode resultar em uma transferência de

calor mais eficaz para o ciclo de Rankine, contribuindo para a eficiência geral do sistema combinado.

Modelo Brayton	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho do Compressor (J)	Trabalho da Turbina (J)	Trabalho Líquido do Brayton (J)	Temperatura de Exaustão da Turbina Ar Padrão (K)
Seção 4.1.3	0,274	35,35%	5450	9595	4756	728,8
1	0,368	37,23%	5450	11030	5668	835,1
2	0,432	25,67%	4932	9603	4672	914,9
3	0,514	25,19%	5450	10970	5526	1137,0
4	0,620	33,26%	4642	13140	8499	1104,0

TABELA 11 - RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDOS DO MODELO 4

Ao analisar todos os resultados de eficiência para os arranjos estudados, fica evidente que o modelo com os métodos combinados apresenta uma eficiência ligeiramente menor em relação ao modelo de maior eficiência isolada, cerca de 4%. No entanto, é crucial observar que este arranjo com métodos combinados traz consigo vantagens notáveis que precisam ser consideradas. Primeiramente, destaca-se a temperatura de exaustão mais elevada, a qual é uma característica valiosa para a análise de ciclos combinados com Rankine. A temperatura de exaustão mais alta pode contribuir para uma transferência de calor mais eficaz e, por conseguinte, para a eficiência global do sistema combinado.

Além disso, o modelo com métodos combinados demonstra um trabalho líquido consideravelmente maior, cerca de 3 kJ a mais, quase 50% maior. Isso significa que há mais trabalho útil disponível para a realização de tarefas específicas, como a geração de eletricidade, premissa básica do presente estudo. O aumento do trabalho líquido é um fator significativo na eficiência e no desempenho geral do sistema.

Portanto, embora a eficiência global do modelo com métodos combinados possa ser ligeiramente menor em comparação com o modelo de maior eficiência isolada, sua temperatura de exaustão mais alta e o maior trabalho líquido disponível são características que podem ser extremamente benéficas quando analisamos o ciclo combinado com Rankine.

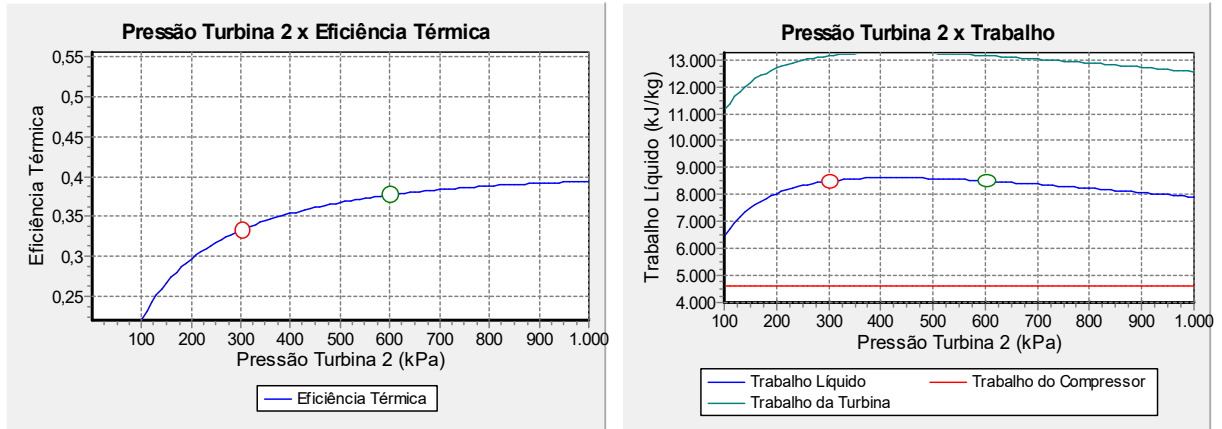


FIGURA 30 - GRÁFICOS DE ANÁLISE PRESSÃO DE TURBINA, EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO MODELO 4

Modelo 4 – Pressão Turbina 4	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
300kPa	33,26%	8499
600kPa	37,68%	8507

TABELA 12 - RESULTADOS OBTIDOS COM DIFERENTES PRESSÕES DE TURBINA DO MODELO 4

Pela aplicação de duas turbinas, é possível variar a pressão na segunda turbina, como o modelo 3 estudado anteriormente, considerando o mesmo range de pressão, obtém-se os resultados da figura 52. Antes da modificação, a eficiência térmica das turbinas era de 33,26%. No entanto, com o aumento da pressão na segunda turbina, essa eficiência foi aprimorada para 35,82%.

Na avaliação do quarto e último modelo Brayton, que incorporou a adição de um regenerador ao ciclo de Brayton, uma estratégia adicional foi adotada para otimizar ainda mais a eficiência do sistema. Foi realizada a modulação da pressão na segunda turbina, com o intuito de aumentar a eficiência global do ciclo, resultando em melhorias significativas.

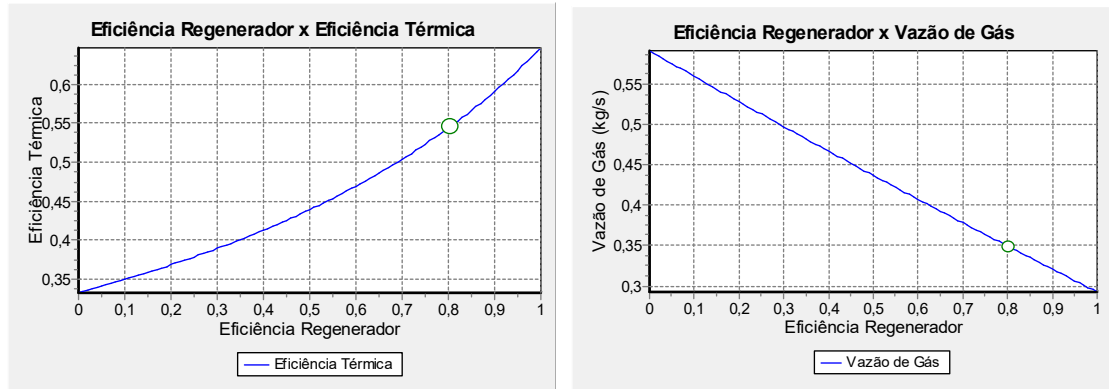


FIGURA 31 – GRÁFICOS DE ANÁLISE ENTRE EFICIÊNCIA TÉRMICA, VAZÃO DE GÁS E EFICIÊNCIA DO REGENERADOR DO MODELO 4 DO CICLO DE BRAYTON

Modelo 4	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Pressão na Turbina 2 (kPa)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
Sem Regenerador	33,26%	0,350	300	8499
Com Regenerador	54,40%	0,349	430	8620

TABELA 13 - RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO 4 COM REGENERADOR E SEM REGENERADOR

A combinação dessas ações resultou em uma eficiência total de 54,4%, a mais alta entre todos os modelos de ciclos de Brayton estudados. Essa eficiência é um resultado expressivo, uma vez que combina a redução significativa na quantidade de gás natural injetado no processo com um aumento significativo na produção de trabalho útil.

4.2.1.5 Análise Ciclo Brayton Melhorado

Como as possibilidades de melhorias do ciclo Brayton apresentaram bons resultados de eficiência, essa seção é focada para ajuste do modelo que apresentou os melhores valores de eficiência de modo a verificar a viabilidade do uso exclusivo do ciclo Brayton.

Modelo Brayton	Eficiência Térmica do Brayton (%)		
	Análise da Temperatura de Combustão	Análise da Pressão Turbina 2	Análise do Regenerador
1	37,23%	-	47,48%
2	25,67%	-	41,26%
3	25,19%	28,58%	42,67%
4	33,26%	37,68%	54,40%

TABELA 14 - RESULTADOS OBTIDOS DE EFICIÊNCIAS DE TEMPERATURA DE COMBUSTÃO, PRESSÃO DE TURBINAS E REGENERADOR

De acordo com os dados obtidos, tem-se o modelo 4 com a análise da pressão da turbina e o uso do regenerador o ciclo com melhor eficiência gerada, e neste caso o ciclo com o maior trabalho líquido. Com isso, será feita uma análise com a utilização do regenerador com a eficiência e 80%, variando a taxa de compressão, massa de ar injetada e a pressão na segunda turbina, espera-se obter resultados de que combatam o ciclo combinado. Estudando a taxa de compressão, tendo foco na eficiência, tem-se os dados da figura 47.

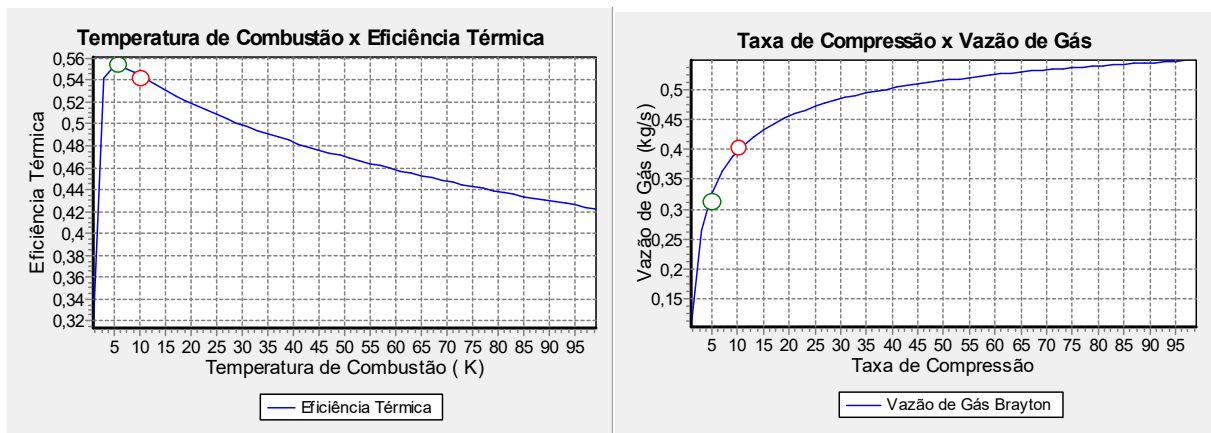


FIGURA 32 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA TAXA DE COMPRESSÃO COM VAZÃO DE GÁS, TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E EFICIÊNCIA TÉRMICA

Taxa de Compressão	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
5	55,30%	0,326	7079

TABELA 15 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA TAXA DE COMPRESSÃO

Variando a pressão da segunda turbina, focando na eficiência, obtém-se os dados da figura 48.

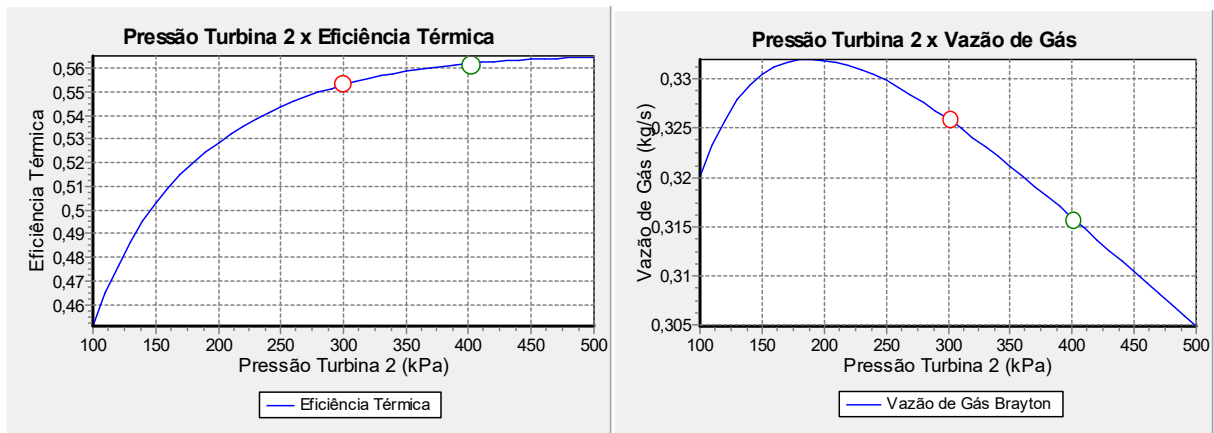


FIGURA 33 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE TURBINA PARA O CICLO DE BRAYTON MELHORADO

Pressão Turbina 2 (kPa)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
400	56,20%	0,316	7010

TABELA 16 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA PRESSÃO DE TURBINA

Alterando a massa de ar, tendo em vista o trabalho, resulta nos dados da figura 49.

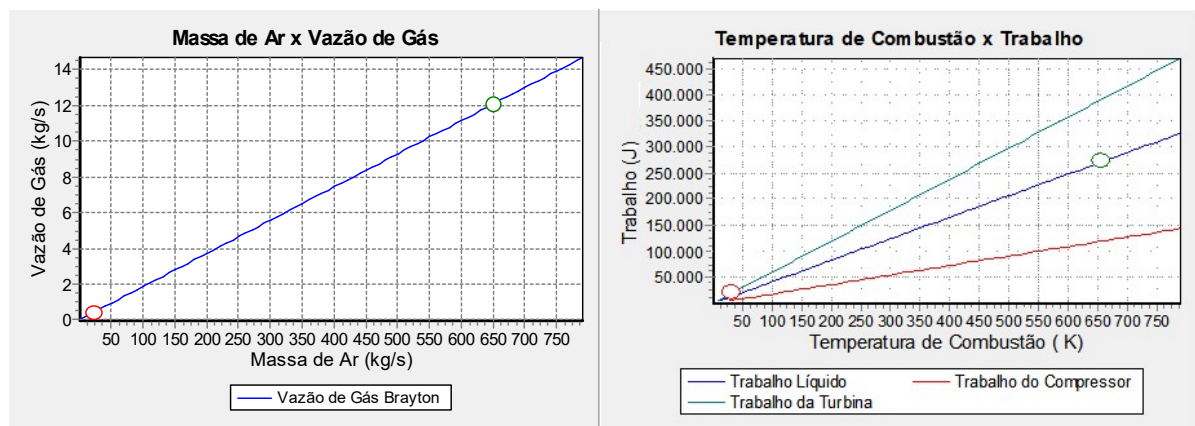


FIGURA 34 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA MASSA DE AR, VAZÃO DE GÁS, TEMPERATURA DE COMBUSTÃO E TRABALHO DO CICLO DE BRAYTON MELHORADO

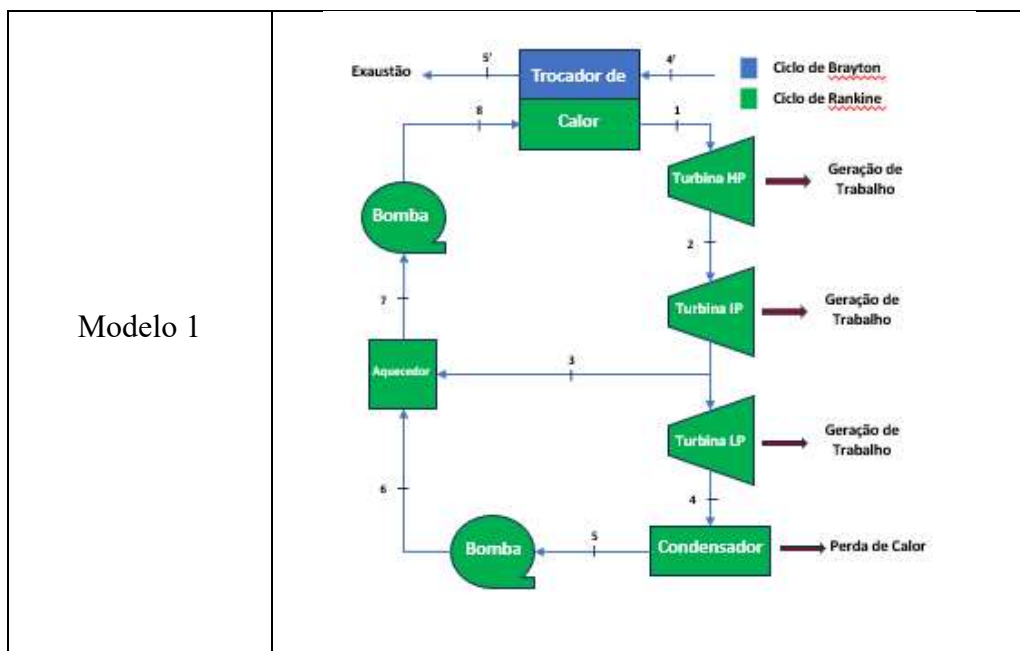
Vazão Mássica de Ar (kg/s)	Eficiência Térmica do Brayton (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido do Brayton (J)
650	56,20%	12,09	268400

TABELA 17 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA VAZÃO MÁSSICA DE AR NO CICLO DE BRAYTON MELHORADO

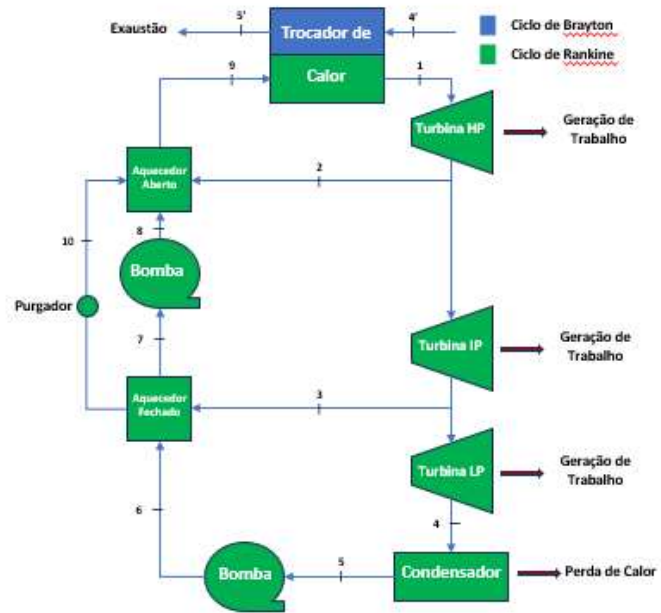
Com a vazão mássica de gás natural da planta com disponibilidade de até 12,6 kg/s, configurou-se a taxa de compressão em 5, pressão da turbina 2 em 400 kPa, massa de ar em 650 kg/s e vazão de gás natural necessária de 12,09 kg/s, obtendo resultados bastante expressivos de trabalho e eficiência. Este modelo vem como uma meta para que os demais estudos de ciclo combinado o ultrapassem tais resultados alcançados.

4.2.2 Análise de configurações do Ciclo Rankine

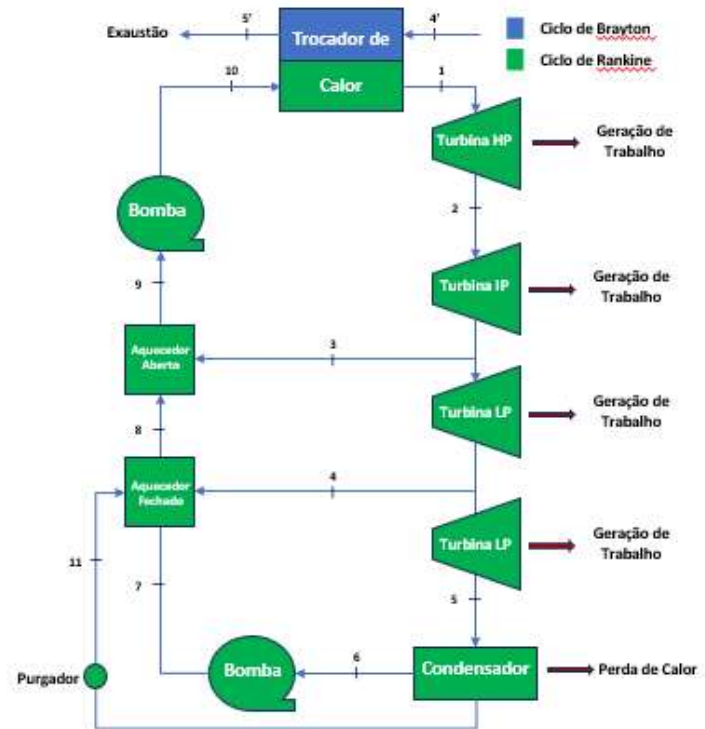
Após terem sido analisados os diferentes arranjos para o ciclo de Brayton, nesta seção, foi direcionada a atenção para a análise dos arranjos possíveis para o ciclo de Rankine. Essa etapa é de grande importância, uma vez que o ciclo de Rankine desempenha um papel essencial na maximização da eficiência em sistemas de geração de energia e no momento que for analisado de forma combinada analisar melhor como aproveita o calor residual do ciclo de Brayton.



Modelo 2



Modelo 3



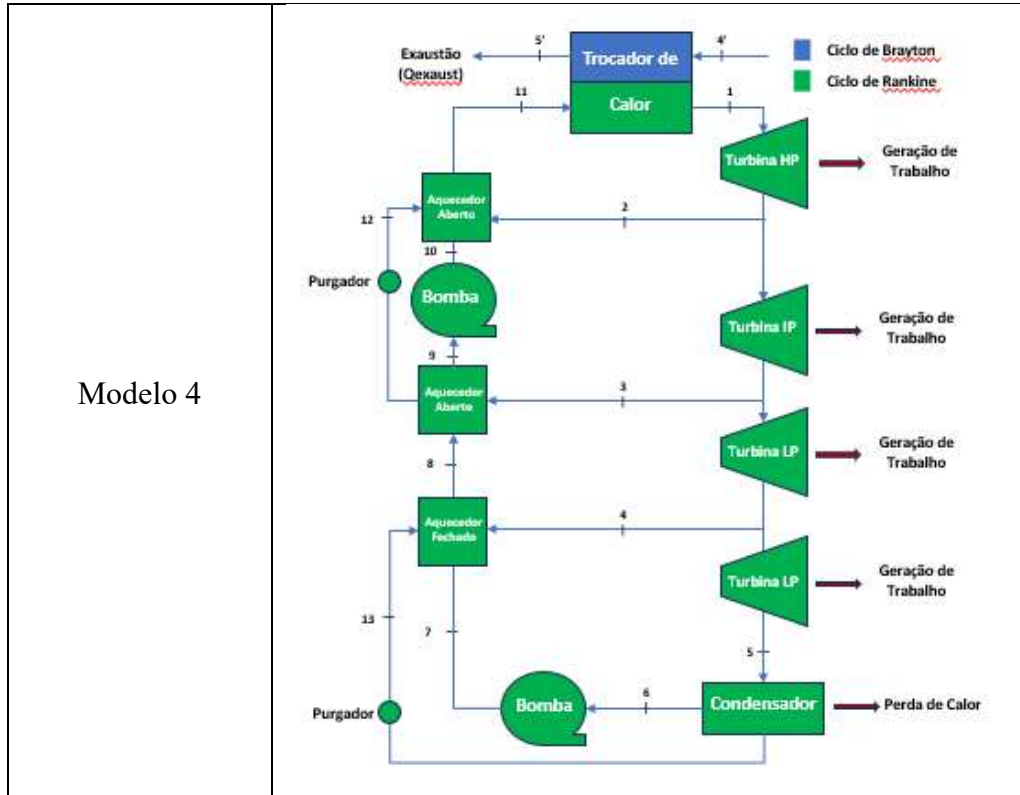


TABELA 18 - MODELOS DO CICLO RANKINE

Após examinar e compreender os possíveis arranjos para ambos os ciclos, foi analisado na etapa final a integração dos ciclos de Brayton e Rankine de forma combinada. Essa análise sinérgica permite avaliar como os dois ciclos interagem e como pode-se otimizar a eficiência global do sistema, levando em consideração o aproveitamento do calor residual do ciclo de Brayton pelo ciclo de Rankine.

4.2.2.1 Análise do Ciclo Rankine Modelo 1

Para esta primeira análise, foram introduzidas turbinas diferenciadas, compreendendo as turbinas de baixa pressão (LP), média pressão (IP) e alta pressão (HP). Além disso, foi explorada a implementação de um aquecedor aberto e a inclusão de uma bomba suplementar com o objetivo de manter a pressão ao longo do ciclo.

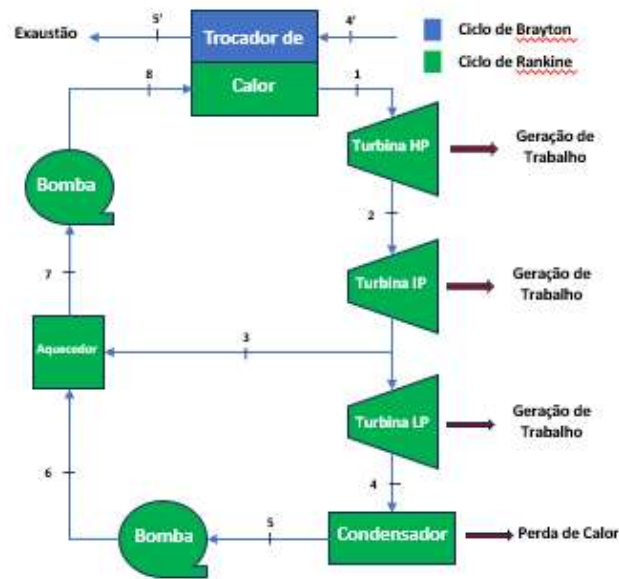


FIGURA 35 – MODELO 1 CICLO DE RANKINE

A inclusão de turbinas diferenciadas é uma estratégia fundamental para otimizar o ciclo Rankine. As turbinas LP, IP e HP foram selecionadas para operar em estágios específicos do ciclo, com o propósito de extrair a energia do vapor d'água em diferentes pressões. A turbina HP, por exemplo, opera na alta pressão do ciclo, onde o vapor é expandido inicialmente. Isso permite uma extração eficiente da energia disponível na pressão mais alta, aumentando a eficiência global do ciclo. As turbinas LP, por outro lado, aproveitam a energia remanescente do vapor que já passou por outras etapas do ciclo.

A inclusão de uma bomba suplementar visa manter a pressão do fluido de trabalho durante o ciclo. Isso é essencial para garantir que o vapor ou fluido de trabalho possa circular eficientemente por todas as etapas do processo, incluindo as turbinas e o regenerador. Manter uma pressão adequada é crucial para a eficiência e o funcionamento suave do ciclo Rankine. No caso de um aquecedor, em vez de aquecer o fluido de trabalho com uma fonte de calor externa, o calor é fornecido através de uma troca térmica direta com o vapor de exaustão da turbina, em vez de usar um evaporador separado.

Nesta primeira análise, para obter resultados uniformes entre os diferentes modelos do ciclo Rankine, foi mantida a massa de vapor como um valor padrão e invariável. Isso permite que os modelos sejam comparados de maneira mais consistente e que o impacto de outras variáveis, como a configuração dos componentes, a pressão, a temperatura e a eficiência dos equipamentos, possa ser avaliado com mais clareza. Desta forma, essas análises com variação de massa de vapor de água, serão realizadas no ciclo combinado.

Modelo Estudado	Eficiência Térmica do Rankine (%)	Trabalho Líquido do Rankine (J)	Temperatura de Entrada no Gerador de Vapor (K)
Cap. 4	6,06%	676,9	317,4
1	4,61%	515,2	327,3

TABELA 19 - RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDOS DO MODELO 1 DO CICLO DE RANKINE

Observou-se uma queda na eficiência e no trabalho do ciclo, um possível causador é a massa de extração do aquecedor aberto, na qual retira parte da massa de vapor para aquecer o fluido saído do condensador, a quantidade extraída pode ter um impacto importante no desempenho do sistema. A manipulação da massa de extração do aquecedor influencia diretamente a temperatura do fluido de trabalho após o aquecimento, aumentar a massa de extração do aquecedor resulta em uma temperatura mais alta do fluido de trabalho nesse ponto específico do ciclo. A variação dessa massa será discutida nos estudos de ciclo combinado, devido ter influência direta com a massa de vapor no sistema.

A quantidade de calor adicionado é uma constante no ciclo Brayton, que fornece a fonte de calor para o ciclo Rankine. Portanto, se a temperatura após o aquecedor aumenta devido ao aumento da massa de extração, ocorre uma perda maior do calor que seria fornecido ao ciclo de Rankine. Conseqüentemente sendo grande parte perdida para atmosfera, ao analisar os valores do ciclo de forma combinada, é possível minimizar essa perda para a atmosfera.

Como resultado, o excesso de calor que não é aproveitado para o ciclo Rankine, sendo extraído pela saída do ciclo Brayton para o ambiente, resultando em uma perda de calor e, conseqüentemente, na redução da eficiência global do sistema. Isso ocorre porque o calor não utilizado representa uma ineficiência na transferência de energia térmica.

Em outra análise, variou-se os valores de pressão das turbinas de pressão intermediária e de baixa pressão para buscar o melhor resultado para o ciclo. Porém, como demonstrado nos gráficos, esse estudo demonstrou aumentos marginais na eficiência global do ciclo. Na turbina intermediária a pressão foi variada em uma faixa de pressão de 300kpa até 8000kpa e encontrou-se um ganho irrelevante no trabalho.

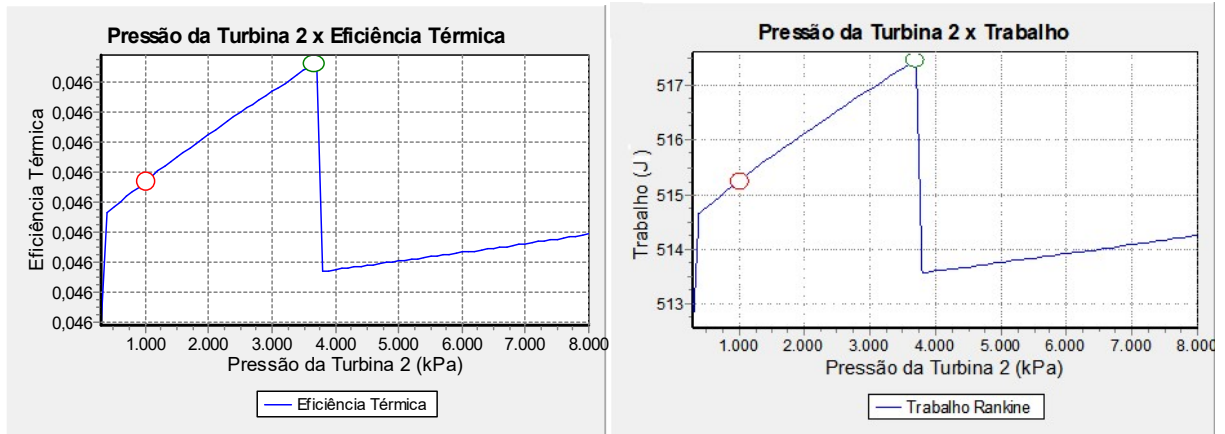


FIGURA 36 – GRÁFICOS DE ANÁLISE PRESSÃO DA TURBINA 2, EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO MODELO 1 CICLO DE RANKINE

Com os valores originais do ciclo, os valores estavam em uma geração de 512kJ e subiram para 517,5kJ, resultando em um ganho de apenas 5kJ. Além disso ao analisar a eficiência, esses valores demonstram um ganho de apenas 0,020%, com a eficiência aumentando de 4,613% para 4,633%. Os valores demonstram que essa análise em si, não traz grandes diferenças para o resultado do ciclo.

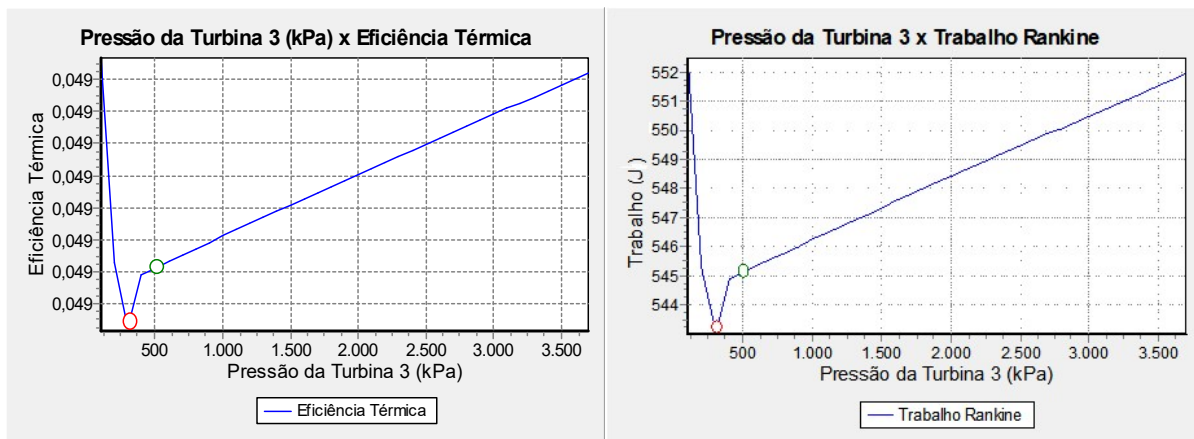


FIGURA 37 - GRÁFICOS DE ANÁLISE PRESSÃO DA TURBINA 3, EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO MODELO 1 CICLO DE RANKINE

Foi realizada a mesma análise para a terceira turbina e os valores encontrados foram pouco relevantes aos valores constatados anteriormente. Para esta turbina, por ser de baixa pressão, poderia trabalhar com a pressão de 500kPa, mas o ganho do trabalho realizado foi de apenas 2,4kJ. Comparado ao valor global, foi de 543,1 kJ para 545,5kJ. Resultando em um ganho de eficiência de 0,018%, indo de 4,863% para 4,881%.

A segunda análise do ciclo Rankine, que incluiu uma etapa adicional no ciclo, demonstrou uma ligeira redução na eficiência em comparação com o modelo anterior. Essa adição, apesar de aumentar a temperatura do ciclo de 317,4K para 331,9K, conforme evidenciado na tabela, teve um impacto negativo na eficiência do sistema. Isso ocorre porque essa nova etapa interrompe parte do trabalho produzido pelo ciclo, em vez de a energia cinética da corrente de vapor de saída da turbina de alta pressão ser totalmente aproveitada na expansão das turbinas, uma parcela dela é desviada para os aquecedores.

A inclusão de mais massa de vapor de água no sistema tende a aumentar a quantidade de trabalho produzido, já que mais vapor significa mais energia disponível para a expansão na turbina, isso é vantajoso para a geração de energia. No entanto, a nova etapa introduzida no ciclo não compensou completamente a perda de eficiência decorrente da interrupção do fluxo de vapor entre as turbinas. A variação das massas extraídas será analisada em estudos posteriores no ciclo combinado.

Já para a análise das pressões das turbinas de intermediária e baixa pressão, como não apresentaram resultados que elevaram significativamente a eficiência e o trabalho, não será estudado nessa seção.

4.2.2.3 Análise do Ciclo Rankine Modelo 3

Na terceira análise do ciclo do Rankine, optou-se por manter os equipamentos utilizados anteriormente, mas com uma significativa mudança de arranjo. No ciclo anterior, o purgador desempenhava um papel como ponto de transição entre os dois aquecedores. No entanto, neste novo modelo, o purgador e o aquecedor fechado foram realocados para uma posição entre a bomba de condensado e o aquecedor aberto.

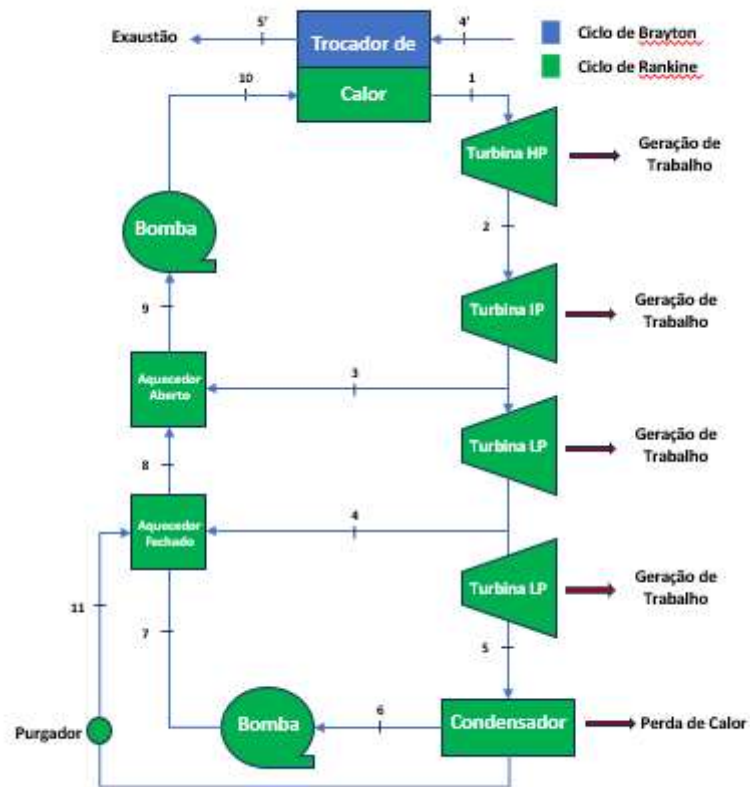


FIGURA 39 – MODELO 3 CICLO RANKINE

A reorganização dos componentes tem como objetivo otimizar o ciclo Rankine, buscando melhorias na eficiência e no desempenho termodinâmico. A mudança de posição dos aquecedores pode permitir um aumento na temperatura do fluido de trabalho antes da entrada no trocador de calor, resultando em uma melhor eficiência na conversão de calor em trabalho mecânico.

Modelo Rankine	Eficiência Térmica do Rankine (%)	Trabalho Líquido do Rankine (J)	Temperatura de Entrada no Gerador de Vapor (K)
Seção 4.1.3	6,06%	676,9	317,4
1	4,61%	515,2	327,3
2	4,39%	490,8	331,9
3	4,42%	493,8	331,9

TABELA 21 - RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDOS NO MODELO 3 CICLO DE RANKINE

Na terceira análise do ciclo Rankine, as mudanças no arranjo dos componentes em relação ao modelo anterior tiveram um impacto positivo, resultando em um ligeiro aumento no

trabalho produzido e uma pequena melhoria na eficiência de aproximadamente 0,03%. Essas mudanças incluem a relocação dos aquecedores aberto e fechado, bem como a posição da bomba em relação a eles, além da adição de uma nova turbina de baixa pressão.

A mudança na posição dos aquecedores aberto e fechado, com o aquecedor aberto agora posicionado na saída da turbina de média pressão, pode ter contribuído para o aumento no trabalho produzido. Isso pode ocorrer devido a uma melhor utilização do calor disponível, uma vez que o vapor de média pressão, após sua expansão na turbina, ainda possui uma quantidade significativa de energia térmica que pode ser eficientemente transferida para o fluido de trabalho no aquecedor aberto.

Além disso, a relocação da bomba após os aquecedores também pode ter contribuído para o aumento na eficiência. A bomba exerce um papel crítico no ciclo Rankine, uma vez que impulsiona o fluido de trabalho através do sistema, colocar a bomba após os aquecedores pode resultar em uma entrada de fluido mais quente na bomba, o que reduz a quantidade de trabalho necessário para comprimir o fluido, isso, por sua vez, pode aumentar a eficiência global do ciclo.

O último ponto de mudança foi a adição da nova turbina de baixa pressão, que também contribuiu sendo mais uma etapa geradora de trabalho no ciclo. No entanto, é importante observar que essas mudanças resultaram em melhorias relativamente pequenas na eficiência do ciclo, com um aumento de apenas 0,03%. Se em uma análise levar em consideração os custos para a utilização desses meios, pode-se não se mostrar viável economicamente ao comprar o ganho de produção com o custo para obtê-la.

De forma análoga aos outros modelos, não será analisado a parametrização das pressões das turbinas por apresentar influência muito baixa nos resultados e será analisado as variações das massas de extrações dos aquecedores na seção do ciclo combinado

4.2.2.4 Análise do Ciclo Rankine Modelo 4

No quarto e último modelo de análise, uma abordagem integrada foi adotada, combinando elementos dos modelos anteriores para otimizar o ciclo Rankine. Neste cenário, uma série de componentes foram incorporados, incluindo turbinas de alta pressão (HP), média pressão (IP) e duas turbinas de baixa pressão (LP), um aquecedor aberto e dois aquecedores fechados, juntamente com dois purgadores. Essa configuração busca ampliar o trabalho e a eficiência visto unir os dois modelos anteriores.

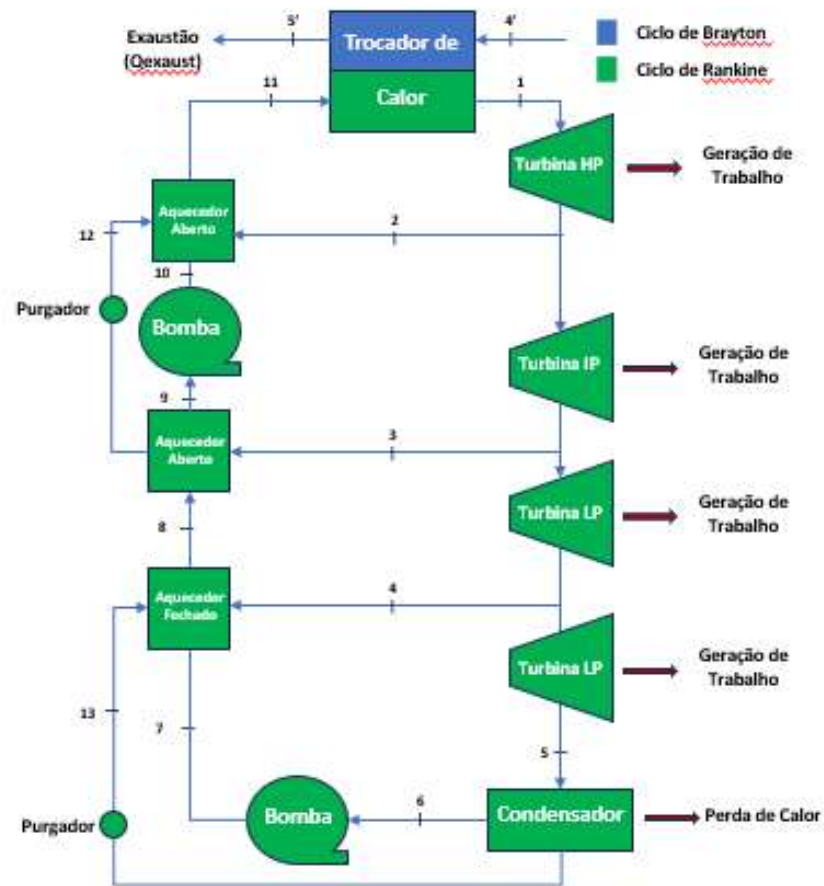


FIGURA 40 – MODELO 4 CICLO DE RANKINE

A inclusão de múltiplas turbinas em diferentes estágios de pressão (HP, IP e duas LP) visa otimizar a extração de energia do vapor em várias etapas, o que aumenta a eficiência global do ciclo. Cada turbina é projetada para trabalhar com vapor em uma faixa específica de pressão, garantindo a extração máxima de energia em cada estágio.

Os aquecedores abertos e fechados foram mantidos para explorar a vantagem de pré-aquecer o fluido de trabalho. Essa combinação de aquecedores busca uma temperatura mais alta do fluido de trabalho antes da entrada no trocador de calor, focando num melhor aproveitamento para geração de vapor.

A presença de dois purgadores é fundamental para remover questões indesejadas do ciclo e evitar que ele cause problemas nas bombas, garantindo o funcionamento eficiente do ciclo Rankine.

A adição de uma turbina adicional tem o objetivo de aumentar a geração de trabalho e, portanto, a eficiência global do ciclo. Uma vez que a energia mecânica gerada pela expansão do vapor é diretamente proporcional à quantidade de vapor em expansão, a inclusão de mais uma turbina busca aproveitar ao máximo o calor disponível no sistema.

Modelo Rankine	Eficiência Térmica do Rankine (%)	Trabalho Líquido do Rankine (J)	Temperatura de Entrada no Gerador de Vapor (K)
Seção 4.1.3	6,06%	676,9	317,4
1	4,61%	515,2	327,3
2	4,39%	490,8	331,9
3	4,42%	493,8	331,9
4	4,29%	479,4	340,3

TABELA 22 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 4 CICLO DE RANKINE

Esse último modelo do ciclo Rankine, apresenta uma configuração mais complexa, no entanto, os resultados não apresentaram ganhos significativos em relação aos modelos anteriores, e, na verdade, ele obteve o menor resultado em termos de desempenho entre os modelos estudados.

Esses valores podem ser explicados por uma série de fatores, mesmo que a configuração tenha incorporado mais componentes, como aquecedores adicionais, uma segunda turbina de baixa pressão e tenha aumentado a temperatura final do ciclo devido à adição de mais aquecedores durante o ciclo, o desempenho não foi substancialmente melhorado.

Apesar dos resultados menos favoráveis nesse modelo, é importante notar que com a perspectiva de estudo, adicionando mais massa de vapor, e como este modelo mantém temperaturas mais elevadas no ciclo, é uma estratégia promissora a se analisar. Um contraponto, de forma análoga ao modelo anterior, seria necessário uma avaliação econômica para avaliar se com a adição de todos esses novos componentes, faz sentido em relação a produção de energia obtida.

4.2.3 Análise de configurações do Ciclo Combinado Brayton - Rankine

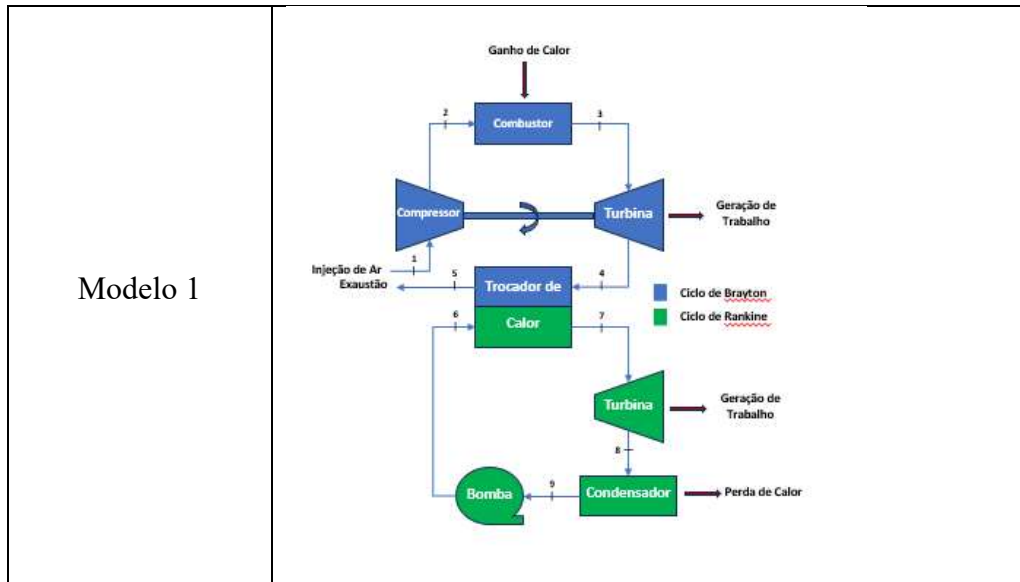
Após ter examinado separadamente os ciclos Rankine e Brayton, foi proposto a integração desses dois ciclos em um sistema que tire proveito das vantagens de ambos. Uma das principais considerações ao projetar um ciclo combinado é que o ciclo Rankine requer uma quantidade significativa de calor fornecido pelo ciclo Brayton para gerar vapor.

Uma das características-chave desse ciclo combinado é o uso exclusivo da temperatura de exaustão do ciclo Brayton para a geração de vapor no ciclo Rankine, para isso, opta-se por não usar o regenerador do ciclo Brayton. O regenerador geralmente é usado para pré-aquecer o

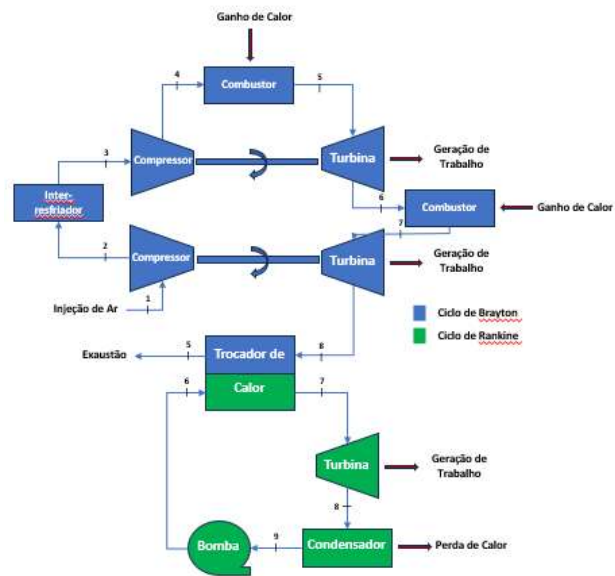
ar de entrada no ciclo Brayton, aproveitando o calor da corrente de exaustão. No entanto, no contexto do ciclo combinado, a prioridade é maximizar a disponibilidade de calor para o ciclo Rankine, concentrando-se em aproveitar ao máximo a alta temperatura da exaustão do Brayton.

Essa abordagem é relevante, pois a alta temperatura da exaustão do ciclo Brayton pode ser uma valiosa fonte de calor para o ciclo Rankine, contribuindo significativamente para a eficiência global do sistema. Isso permite uma melhor integração entre os dois ciclos, garantindo que o calor do Brayton seja aproveitado de forma eficiente na geração de energia no Rankine.

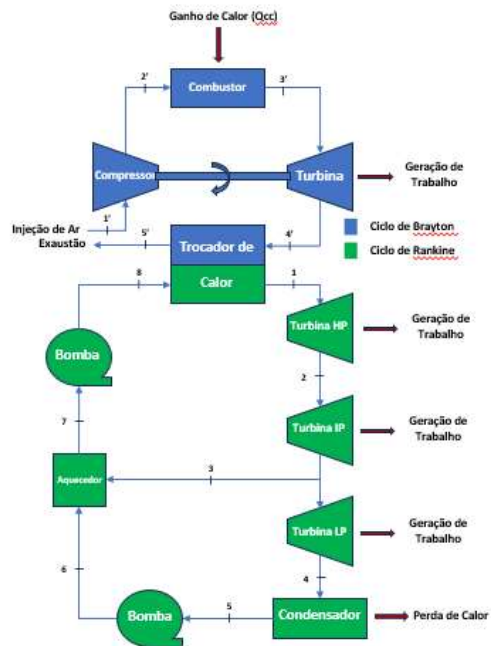
Para as futuras análises, serão considerados os modelos de Brayton com maiores eficiências e trabalho, respectivamente, modelos Brayton 1 e 4. Já para os modelos Rankine, serão analisados os modelos do Cap.4, 1 e 4. Com isso, os ciclos combinados serão arranjados em novos 6 modelos.



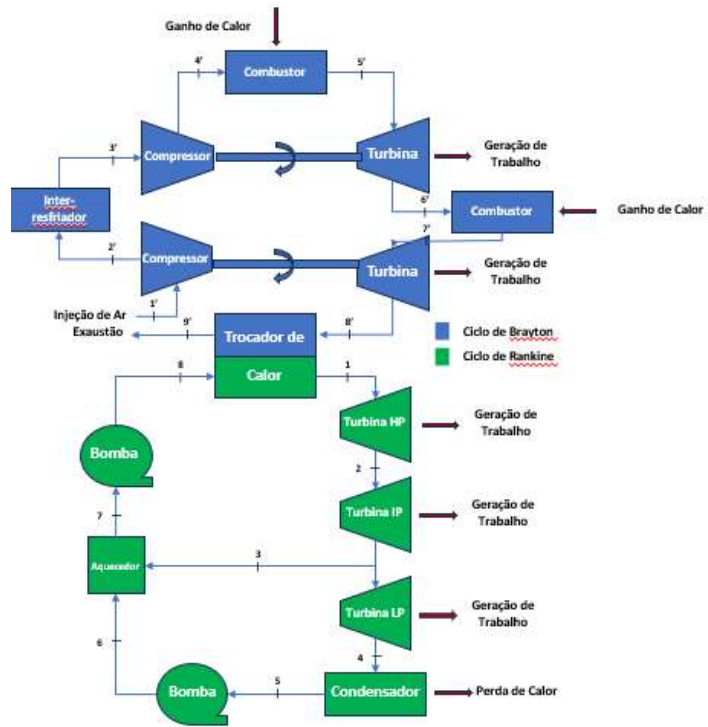
Modelo 2



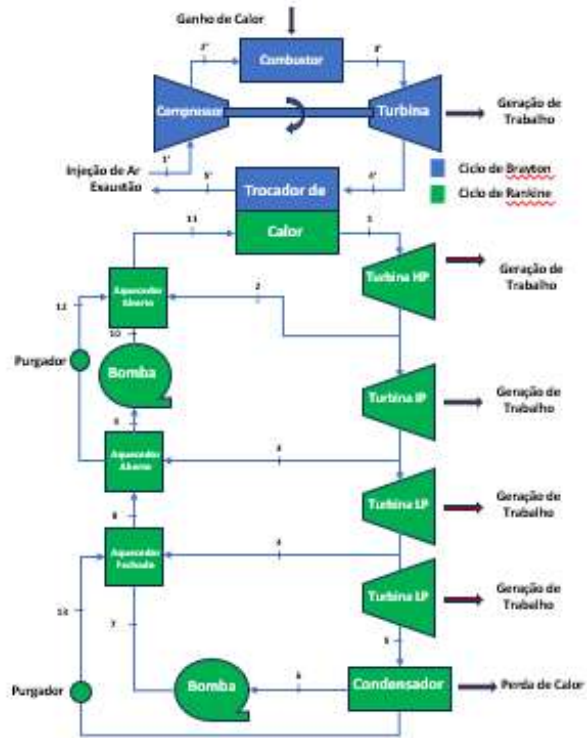
Modelo 3



Modelo 4



Modelo 5



Modelo 6

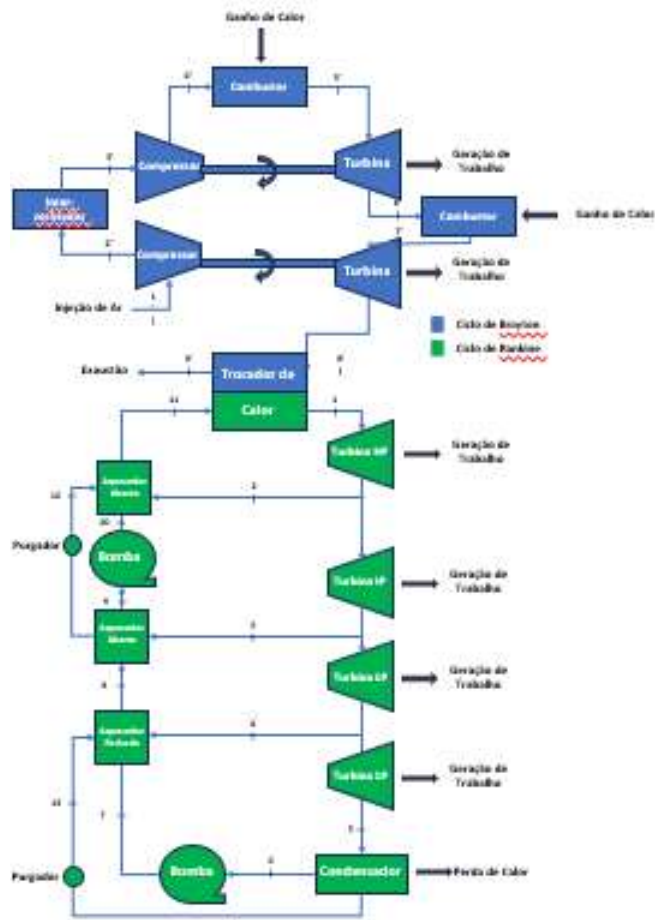


TABELA 23 - MODELOS DE CICLOS COMBINADOS

4.2.3.1 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 1

Na primeira análise do ciclo combinado, o estudo é conduzido utilizando ainda a configuração básica do ciclo, visando estabelecer uma base de avaliação. Utilizando a consideração crítica é a maximização da vazão de gás natural possível, desde que sejam

respeitadas as limitações do processo. Uma dessas limitações essenciais é a temperatura máxima de operação, que é definida em 1400 Kelvin.

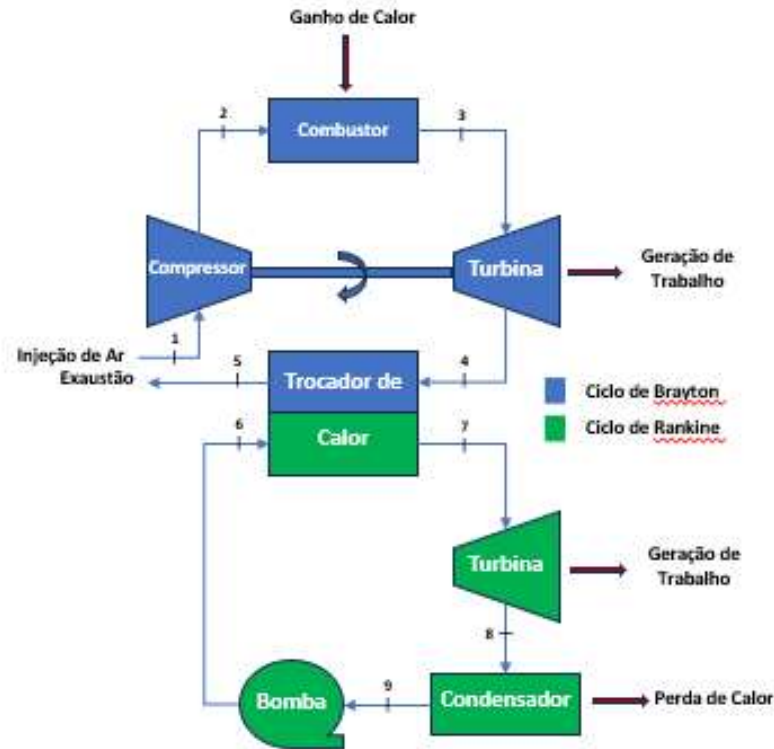


FIGURA 41 – MODELO 1 CICLO COMBINADO

Essa restrição de temperatura é particularmente relevante, uma vez que está diretamente relacionada à capacidade do material utilizado, provavelmente aço, de suportar temperaturas extremamente elevadas. O limite de temperatura é determinado pela resistência térmica do aço e suas propriedades de durabilidade a temperaturas elevadas. Superar esse limite poderia comprometer a integridade do material e, por consequência, a segurança e confiabilidade do sistema.

Portanto, a escolha de manter a temperatura máxima do processo dentro dos limites de segurança é crucial. Isso demonstra um compromisso com a integridade do sistema e a conformidade com os padrões de engenharia e materiais, garantindo que o ciclo combinado opere de maneira segura e confiável.

Modelo Combinado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Secção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5

TABELA 24 – RESULTADOS DE EFICIÊNCIA OBTIDOS NO MODELO 1 CICLO COMBINADO

A análise da tabela revela que essa abordagem resultou em ganhos significativos de eficiência. Houve um aumento de cerca de 3% na eficiência em relação aos resultados anteriores, aumentando de 41,02% para 43,43%, e uma considerável adição de mais de 2000J na geração total de trabalho.

Porém, essa abordagem demonstra que a eficiência do Rankine em si, não obteve ganhos, uma vez que o processo está atrelado mais ao Brayton e conseqüentemente esse aumento de temperatura influencia mais na geração de trabalho da turbina ar padrão. O ciclo de Rankine houve aumento de eficiência, pois o ar que entra no trocador de calor está com temperatura elevada, porém esse aumento é pouco expressivo, sendo de apenas 0,14%.

4.2.3.2 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 2

No segundo modelo do ciclo combinado, foi adotado um arranjo completo de Brayton com inter-resfriamento e a adição de um combustor adicional. Esse arranjo levou a um resultado bastante interessante e desempenho notável.

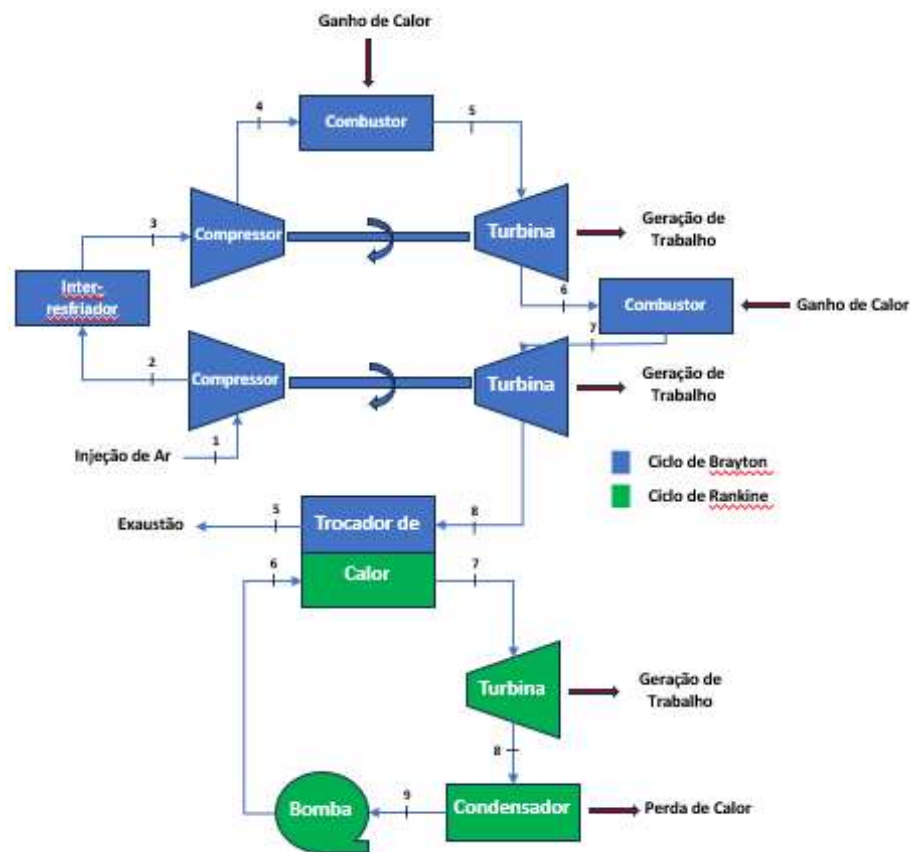


FIGURA 42 – MODELO 2 CICLO COMBINADO

Houve um aumento significativo na geração de trabalho no ciclo, mais que dobrando em comparação com o ciclo inicial, passando de 4581 joules (J) para 10515 J. É importante observar que, no ciclo de Brayton, a eficiência teve uma queda devido à presença de dois combustores. A adição de calor em um segundo combustor aumenta a quantidade de calor fornecida ao sistema. Embora isso resulte em uma maior geração de trabalho, também aumenta o consumo de calor, o que impacta negativamente a eficiência do ciclo de Brayton.

Modelo Estudado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Seção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5
2	41,15%	33,26%	7,89%	10515	8499	2016

TABELA 25 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 2 CICLO COMBINADO

Por outro lado, no ciclo Rankine, houve um aumento de eficiência de quase 2%. Isso se deve ao fato de que o calor chega mais aquecido no trocador de calor, o que melhora a eficiência na conversão de calor em trabalho no ciclo Rankine.

O resultado geral desse segundo modelo do ciclo combinado é muito interessante. Apesar da redução na eficiência do ciclo de Brayton devido ao uso de um segundo combustor, o aumento significativo na geração de trabalho e a melhoria na eficiência do ciclo Rankine tornam essa configuração muito atrativa. O ciclo alcança uma eficiência próxima aos modelos anteriores, ao mesmo tempo em que oferece uma produção de trabalho substancialmente maior.

4.2.3.3 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 3

Na terceira análise do ciclo combinado, o foco foi direcionado para o ciclo Rankine, enquanto um ciclo básico de Brayton foi mantido. Nessa configuração, o ciclo Rankine foi ampliado e aprimorado, incluindo a adição das três turbinas (alta, intermediária e baixa pressão), um aquecedor adicional e uma nova bomba.

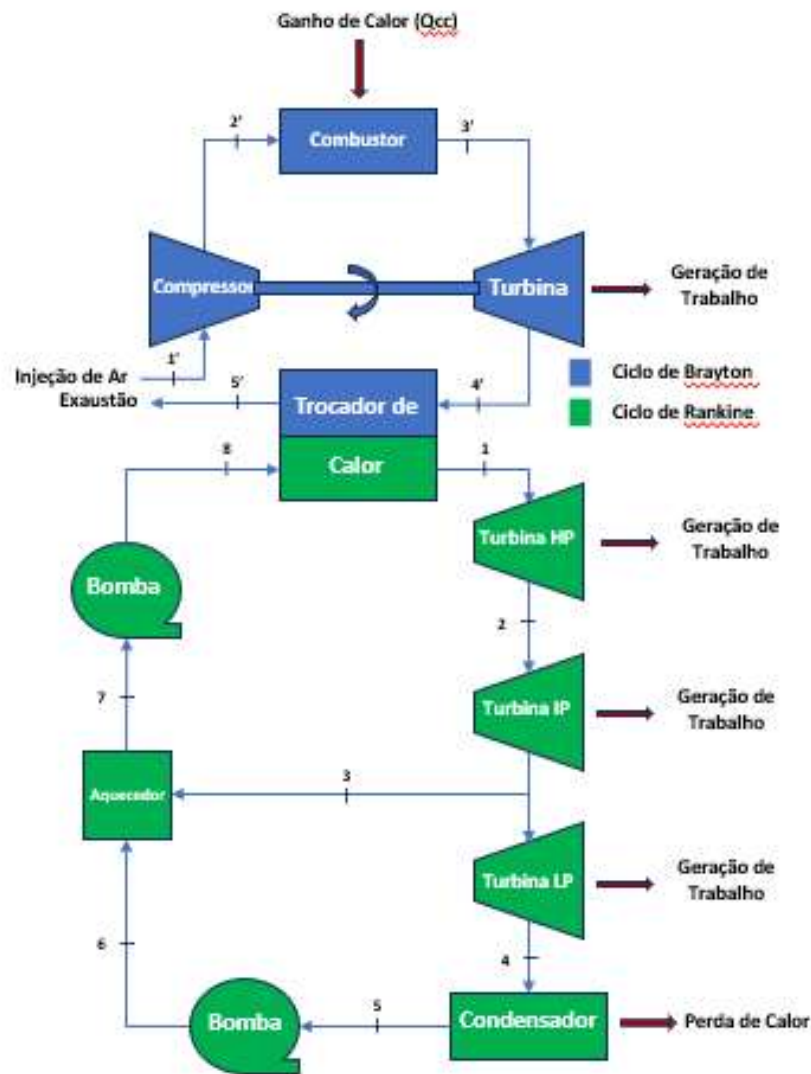


FIGURA 43 – MODELO 3 CICLO COMBINADO

É uma observação crucial e muito relevante. Mesmo que o ciclo de Brayton tenha sido mantido em uma configuração básica, a otimização da vazão de gás natural é um fator essencial para garantir a maior eficiência possível no ciclo combinado, permitindo que ele forneça a quantidade necessária de calor para o ciclo Rankine, maximizando assim a eficiência global do sistema.

Modelo Estudado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Seção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5
2	41,15%	33,26%	7,89%	10515	8499	2016,0
3	43,01%	37,23%	5,78%	6549	5668	880,7

ABELA 26 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 3 CICLO COMBINADO

Analisando os resultados dessa configuração, fica claro que esse ciclo combinado também apresenta um bom rendimento. No entanto, é interessante notar que, apesar da incorporação de mais equipamentos no ciclo Rankine, os ganhos em eficiência não foram significativos quando comparados ao arranjo mais simples. Isso sugere que a configuração mais complexa, com mais componentes, pode não justificar totalmente o aumento de custos e complexidade associados.

A análise dos resultados revela que, no contexto dessa configuração específica, o ciclo Rankine por si só teve um desempenho inferior, com uma menor geração de trabalho e uma queda na eficiência de 6,20% para 5,78%. A diminuição na eficiência do ciclo Rankine pode ser atribuída a vários fatores, incluindo a configuração específica dos componentes, a temperatura do calor disponível, as perdas de calor indesejadas e outros parâmetros termodinâmicos.

A adição de mais turbinas, aquecedores e uma bomba, embora tenha o potencial de melhorar a eficiência em cenários específicos, pode introduzir complexidade adicional que, se não for devidamente otimizada, pode resultar em perdas de eficiência. Desta forma, este não seria um modelo recomendado para utilização, visto que um modelo mais simples apresentou melhores resultados.

4.2.3.4 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 4

Na quarta análise, uma abordagem mais abrangente foi adotada, com a utilização de ciclos de Brayton completos, incluindo todos os elementos, como o interresfriador e o

combustor adicional, juntamente com um ciclo Rankine expandido, composto pelas três novas turbinas, uma bomba adicional e um aquecedor.

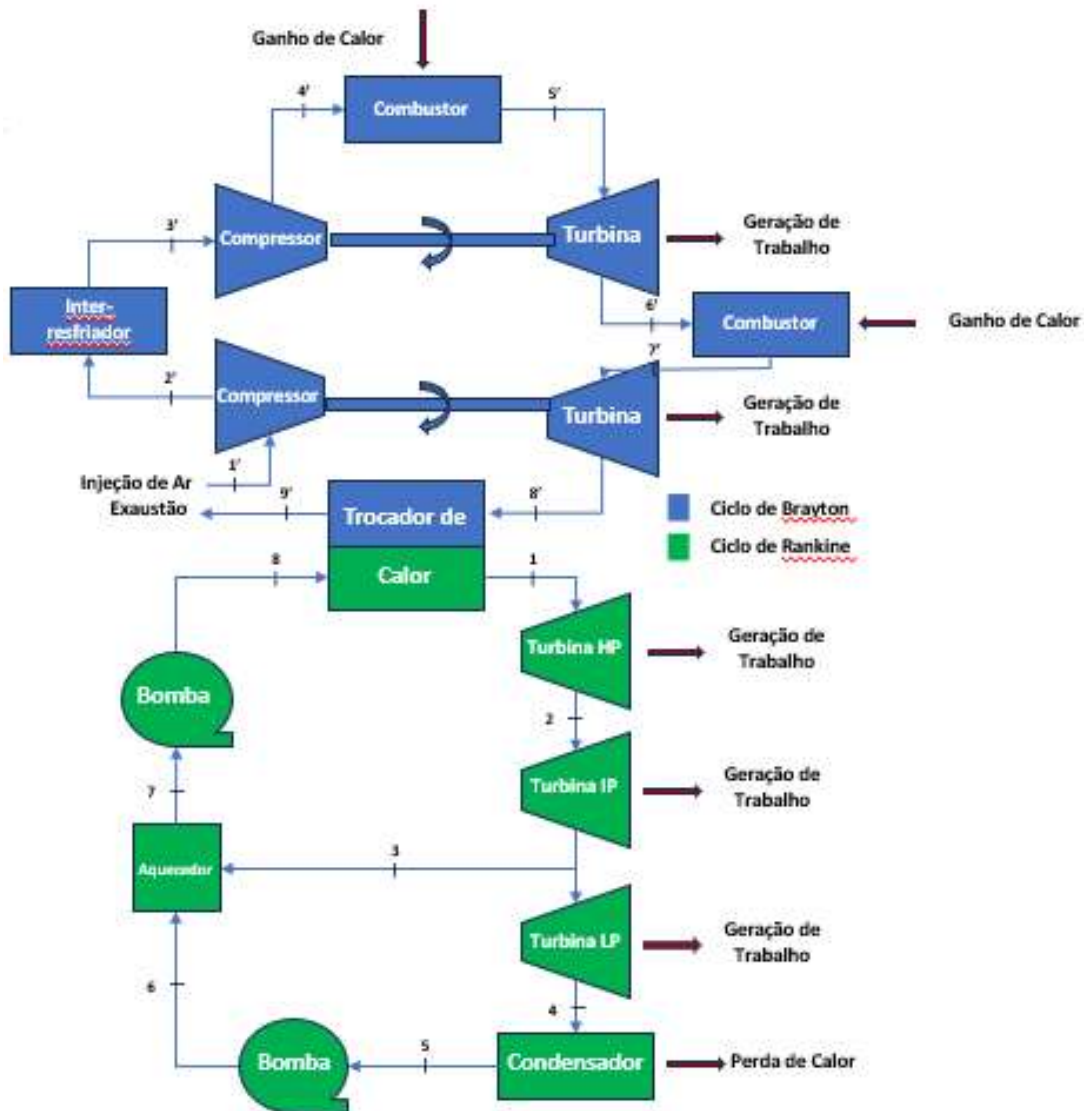


FIGURA 44 – MODELO 4 CICLO COMBINADO

Essa configuração representa um modelo avançado e mais complexo do ciclo combinado, que incorpora todos os recursos disponíveis para otimizar o desempenho do sistema. Nesse quarto modelo, é interessante observar que, em termos de eficiência global, ele se mantém bem parecido com os modelos anteriores, o ganho significativo não está na eficiência do ciclo de Brayton, mas sim no aumento da eficiência do ciclo Rankine. Esse é um ponto importante a ser destacado.

Modelo Estudado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Seção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5
2	41,15%	33,26%	7,89%	10515	8499	2016,0
3	43,01%	37,23%	5,78%	6549	5668	880,7
4	40,84%	33,26%	7,58%	10436	8499	1937

TABELA 27 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 4 CICLO COMBINADO

No ciclo de Brayton, a adição do novo combustor contribui para que o ar chegue mais aquecido ao trocador de calor. Esse ar mais quente no trocador resulta em uma melhoria significativa na eficiência do ciclo Rankine. Isso ocorre porque o calor transferido do ciclo de Brayton para o ciclo Rankine está em uma temperatura mais elevada, o que permite uma conversão mais eficiente de calor em trabalho mecânico no ciclo Rankine.

Essa otimização na eficiência do ciclo Rankine é fundamental, uma vez que é o ciclo responsável pela geração direta de trabalho mecânico. Portanto, mesmo que a eficiência global do sistema tenha se mantido semelhante aos modelos anteriores, o aumento na eficiência do ciclo Rankine representa um ganho significativo em termos de aproveitamento de calor e geração de trabalho.

4.2.3.5 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 5

Na quinta análise, o foco foi retomado no ciclo Rankine, enquanto o ciclo de Brayton foi simplificado, mantendo apenas a configuração mais básica com a vazão de gás natural otimizada para obter melhores resultados. Por outro lado, o ciclo Rankine é o mais completo e aprimorado dos estudados neste estudo.

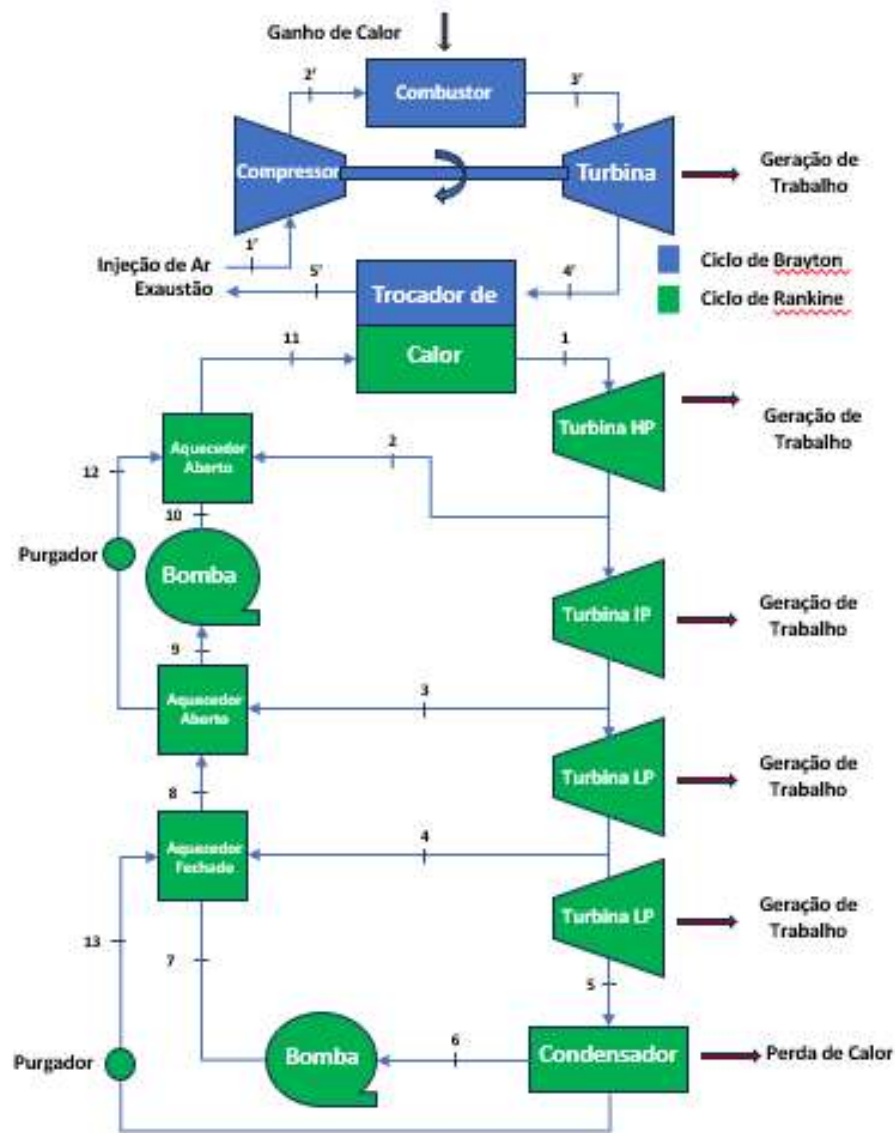


FIGURA 45 – MODELO 5 CICLO COMBINADO

Essa configuração representa uma estratégia de projeto que prioriza o ciclo Rankine como principal análise para a geração de energia. O ciclo Rankine é equipado com todas as melhorias e otimizações estudadas anteriormente, incluindo as quatro turbinas (HP, IP e duas LP), os três aquecedores adicionais e a bomba extra.

Embora a eficiência do ciclo seja considerada boa, a geração de trabalho não demonstra um aumento significativo em comparação com os modelos anteriores. Isso sugere que a complexidade adicional do ciclo, especialmente em termos de componentes e configurações do ciclo Rankine, pode não ser justificada em relação ao aumento na produção de trabalho.

Modelo Estudado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Seção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5
2	41,15%	33,26%	7,89%	10515	8499,0	2016
3	43,01%	37,23%	5,78%	6549	5668	880,7
4	40,84%	33,26%	7,58%	10436	8499	1937
5	42,52%	37,23%	5,29%	6.374	5668	806,4

TABELA 28 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 5 CICLO COMBINADO

Às vezes, a introdução de componentes adicionais e configurações mais complexas pode não resultar em melhorias proporcionais na produção de trabalho ou na eficiência. Portanto, é fundamental considerar a relação custo-benefício ao projetar e otimizar sistemas de geração de energia.

4.2.3.6 Ciclo Combinado Brayton – Rankine Modelo 6

Na sexta e última análise, todos os elementos mais complexos estudados até o momento foram incorporados, tanto no ciclo Rankine quanto no ciclo Brayton. Isso significa que o ciclo Rankine inclui as quatro turbinas (HP, IP e duas LP), três aquecedores e uma bomba adicional, enquanto o ciclo de Brayton foi configurado com um interresfriador e um combustor adicional.

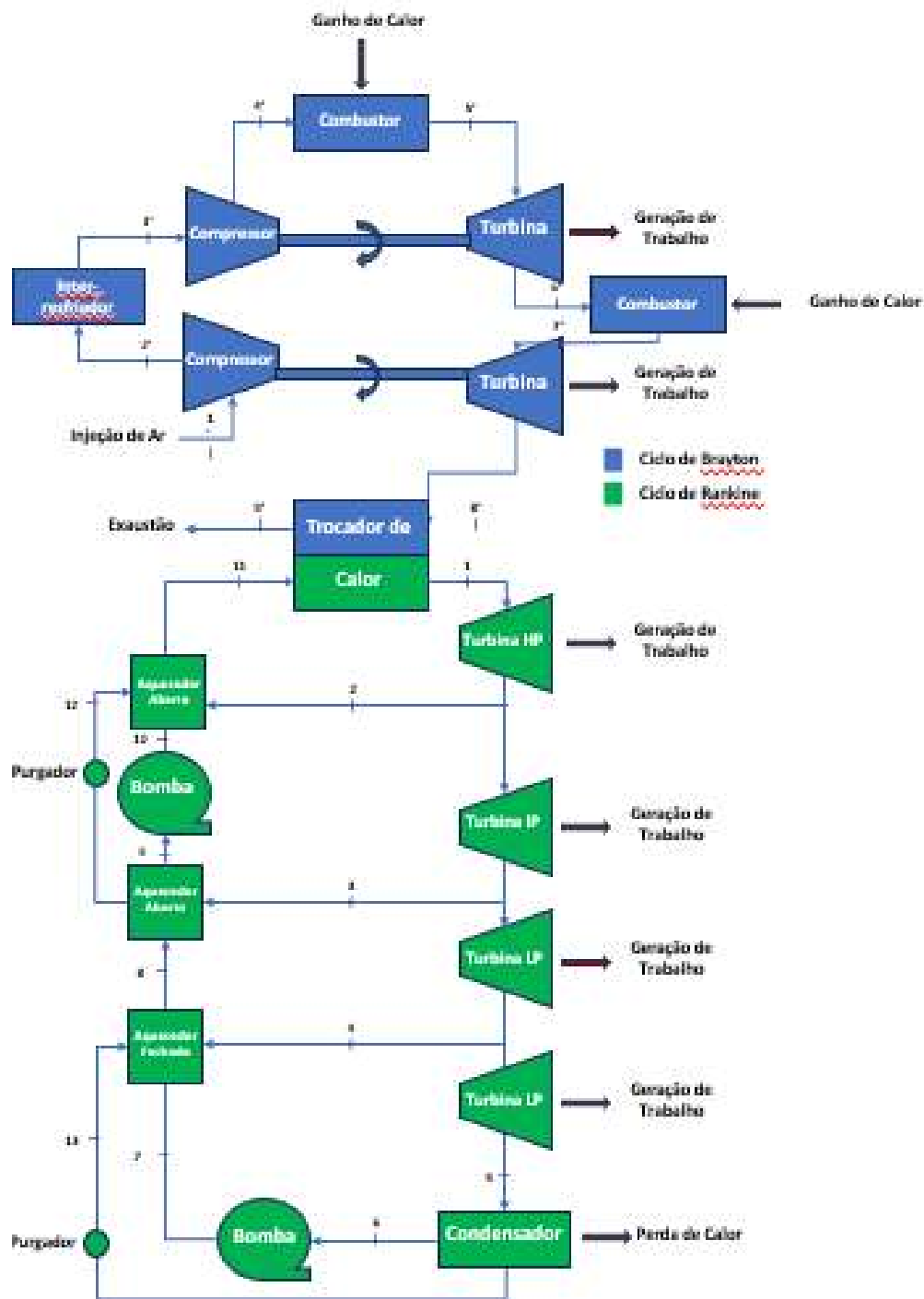


FIGURA 46 – MODELO 6 CICLO COMBINADO

Essa configuração representa uma abordagem altamente avançada e complexa, na qual todas as melhorias estudadas foram integradas para buscar maximizar a eficiência e o desempenho do sistema de ciclo combinado. Porém apesar da adição de componentes mais complexos, a eficiência alcançada permaneceu próxima à dos modelos anteriores. Essa observação ressalta que a introdução de componentes adicionais não resultou em melhorias significativas na eficiência, indicando que a relação custo-benefício pode não ser favorável.

Modelo Combinado	Eficiência Térmica do Ciclo Combinado (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Brayton (%)	Eficiência Térmica do Ciclo Rankine (%)	Trabalho Líquido do Ciclo Combinado (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Brayton (J)	Trabalho Líquido do Ciclo Rankine (J)
Seção 4.1.3	41,02%	34,96%	6,06%	4581	3904	676,9
1	43,43%	37,23%	6,20%	6613	5668	944,5
2	41,15%	33,26%	7,89%	10515	8499	2016,0
3	43,01%	37,23%	5,78%	6549	5668	880,7
4	40,84%	33,26%	7,58%	10436	8499	1937
5	42,52%	37,23%	5,29%	6.374	5668	806,4
6	40,29%	33,26%	7,28%	10.295	8499	1796,0

TABELA 29 – RESULTADOS OBTIDOS MODELO 6 CICLO COMBINADO

A necessidade de avaliar criticamente a adição de componentes complexos e a complexidade geral do sistema em relação aos ganhos de eficiência. Em muitos casos, a busca por maior eficiência pode resultar em um aumento substancial nos custos de implementação, manutenção e operação, sem proporcionar ganhos proporcionais na produção de trabalho ou na eficiência global. É possível alcançar níveis elevados de eficiência com configurações mais simples e econômicas, evitando a complexidade excessiva que pode não trazer benefícios substanciais.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

5.1 Análise Paramétrica do Ciclo Combinado Melhorado

Devido os resultados dos modelos de ciclos combinados apresentarem valores próximos e com uma queda na eficiência na evolução dos modelos, principalmente do Rankine com a implementação de mais equipamentos extratores de vapor, esse capítulo melhorará os modelos de ciclo combinado 1 e 2, no qual apresentaram os maiores valores de eficiência e trabalho líquido, de forma a verificar os melhores parâmetros para os modelos.

Com isso, será feita uma análise variando os seguintes parâmetros para o Brayton, a taxa de compressão, a pressão na segunda turbina e a massa de ar injetada, já para os parâmetros do Rankine, será variado a massa de vapor. Espera-se obter resultados contundentes que combatam o ciclo combinado da seção 4.1.3 e o ciclo Brayton melhorado usando regenerador da seção 4.2.5.

5.1.1 Análise Paramétrica Ciclo Combinado Modelo 1 Melhorado

Para começo, estudou-se a variação da taxa de compressão, com foco na eficiência, obtêm-se os dados da figura 62.

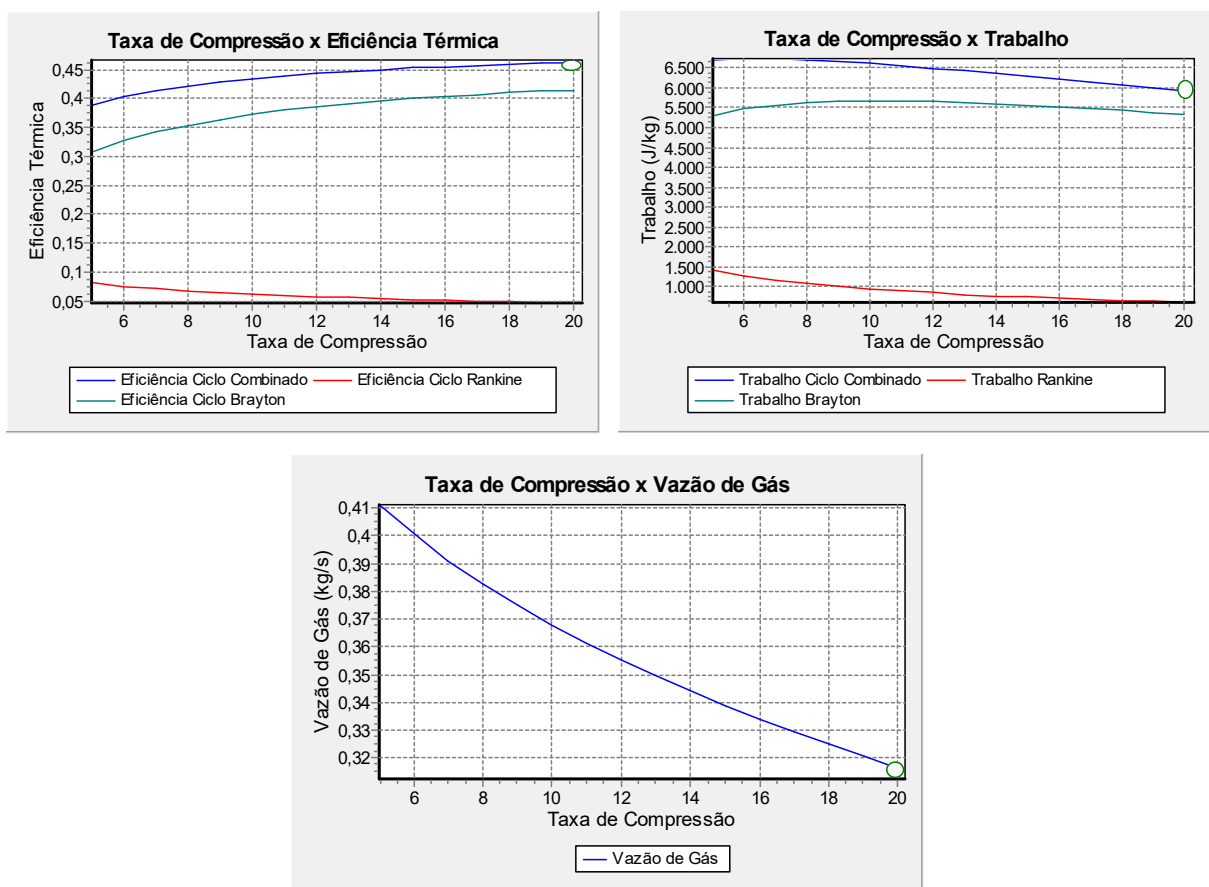


FIGURA 47 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA TAXA DE COMPRESSÃO COM EFICIÊNCIA TÉRMICA, TRABALHO E VAZÃO DE GÁS NO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Taxa de Compressão	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
20	46,16%	0,316	5938

TABELA 30 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA TAXA DE COMPRESSÃO NO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Alterando a vazão mássica de ar, tendo em vista o trabalho, resulta nos dados da figura 63.

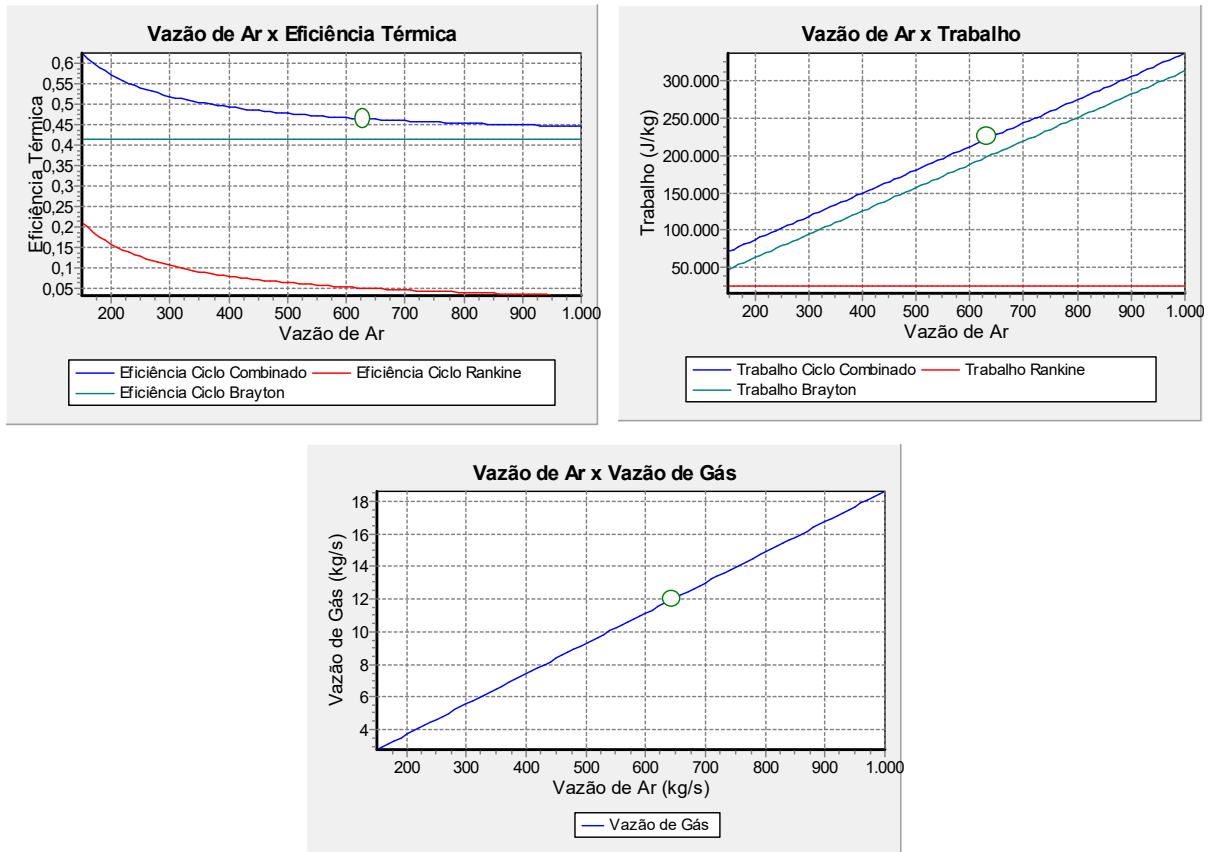


FIGURA 48 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA VAZÃO MÁSSICA DE AR COM EFICIÊNCIA TÉRMICA, TRABALHO DO CICLO E VAZÃO DE GÁS DO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Vazão Mássica de Ar (kg/s)	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
650	46,36%	12,1	228000

TABELA 31 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA MASSA DE AR NO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Modificando a vazão mássica de vapor, pode-se alcançar os dados da figura 64.

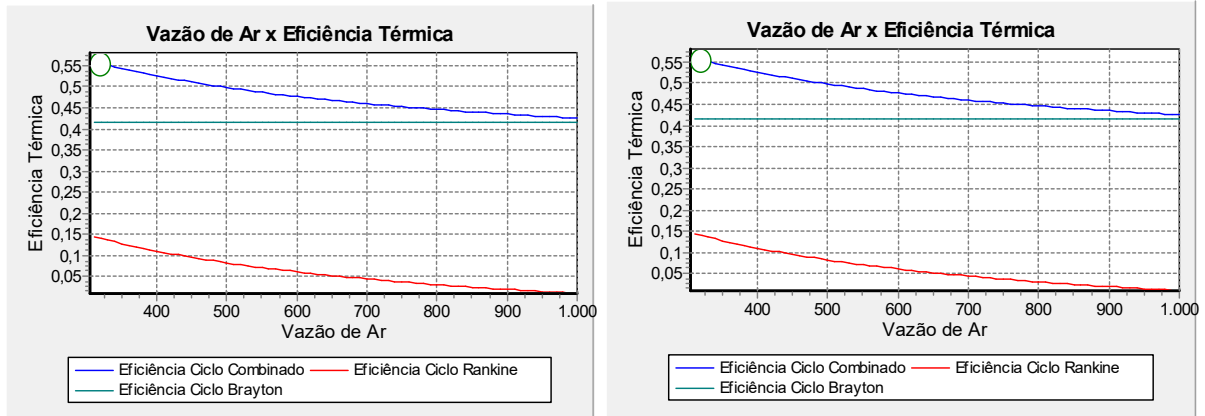


FIGURA 49 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR COM EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Vazão Mássica de Vapor (kg/s)	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
310	56,40%	12,1	275600

TABELA 32 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA VAZÃO DE VAPOR NO CICLO COMBINADO MELHORADO 1

Com a vazão mássica de gás natural da planta com disponibilidade de até 12,6 kg/s, configurou-se a taxa de compressão em 28, a vazão mássica de ar em 710 kg/s, vazão mássica de gás natural de 12 kg/s e a vazão mássica de vapor em 100 kg/s, com esses valores, obteve os melhores resultados de trabalho e eficiência, provando que o ciclo combinado mesmo de modelo simples é mais vantajoso que o ciclo Brayton.

5.1.2 Análise Paramétrica Ciclo Combinado Modelo 2 Melhorado

Espera-se com o modelo 2 do ciclo combinado melhorado eleve ainda mais esses dados de saída devido a maior temperatura de exaustão do Brayton. Analisando o ciclo, tem-se os dados da figura 65.

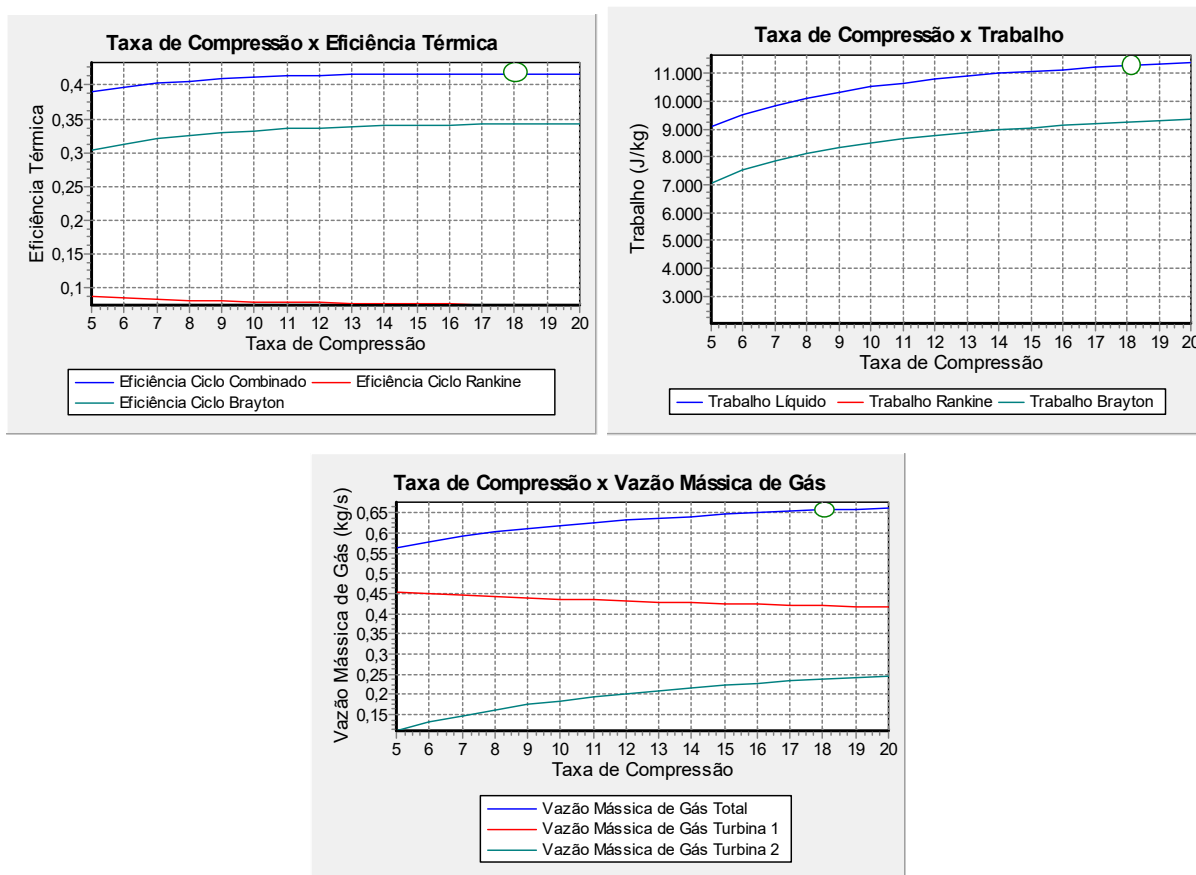


FIGURA 50 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA TAXA DE COMPRESSÃO COM EFICIÊNCIA TÉRMICA, TRABALHO E VAZÃO DE GÁS NO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Taxa de Compressão	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
18	41,71%	0,657	11270

TABELA 33 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA TAXA DE COMPRESSÃO DO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Variando a pressão da segunda turbina, focando na eficiência, tem-se os dados apresentados na figura 66.

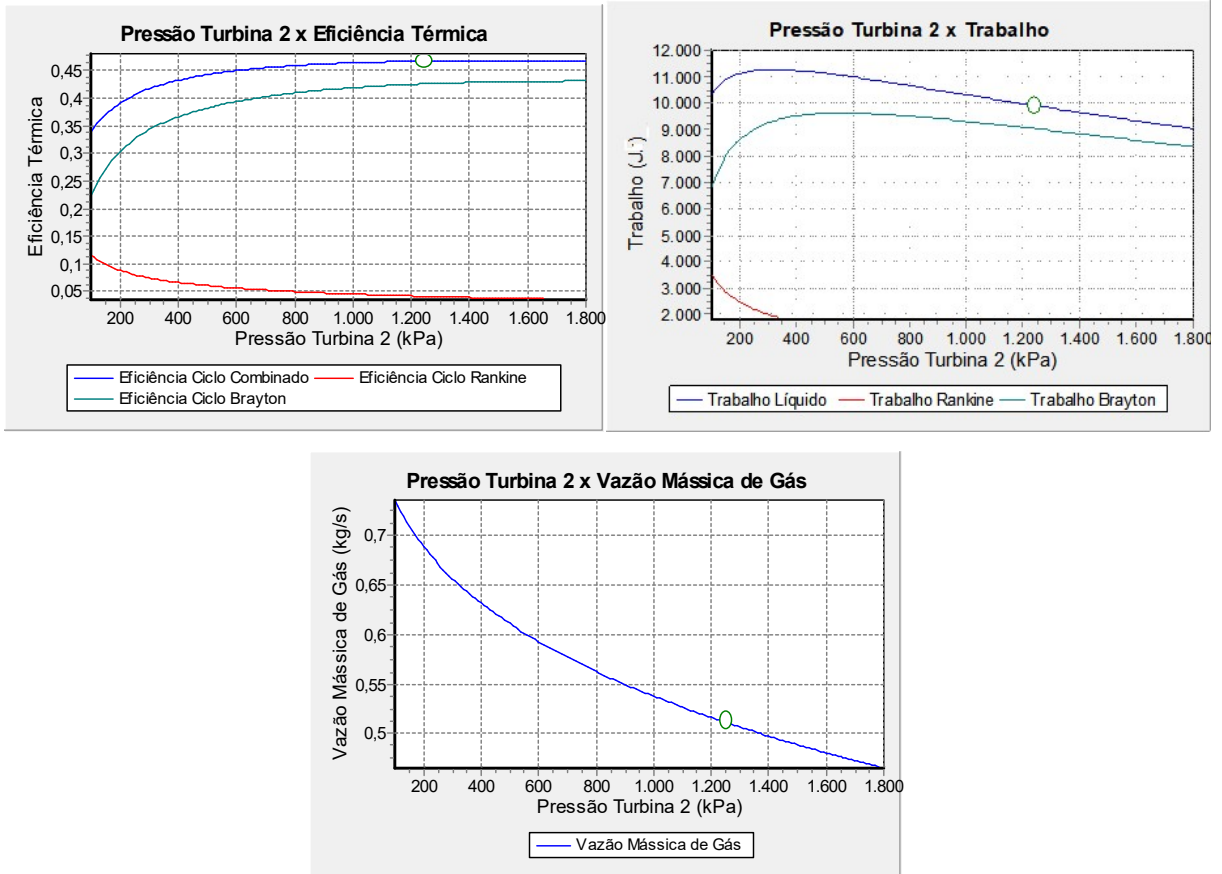
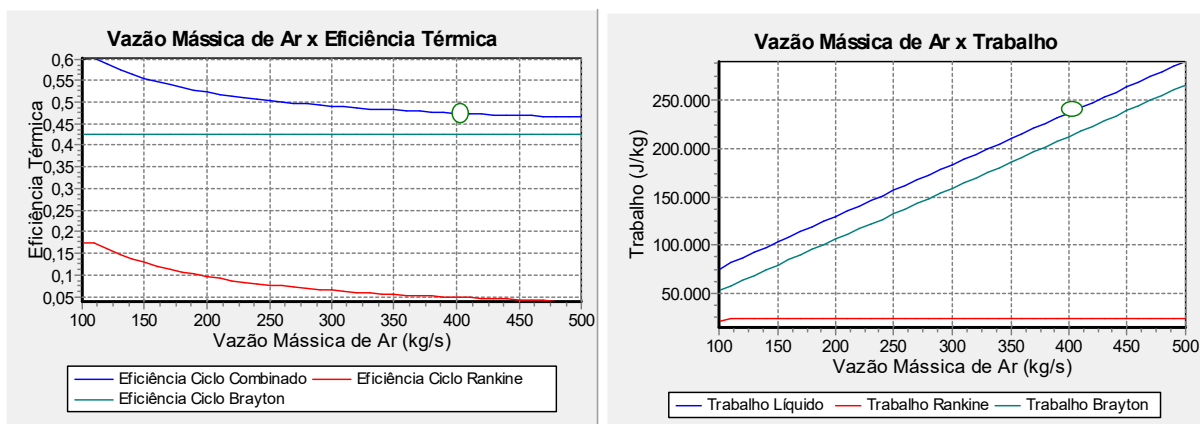


FIGURA 51 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA PRESSÃO DE TURBINA PARA O CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Pressão Turbina 2 (kPa)	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
1250	46,71%	0,511	9885

TABELA 34 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA PRESSÃO DE TURBINA PARA O CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Alterando a vazão mássica de ar, tendo em vista o trabalho, resulta nos dados da figura 67.



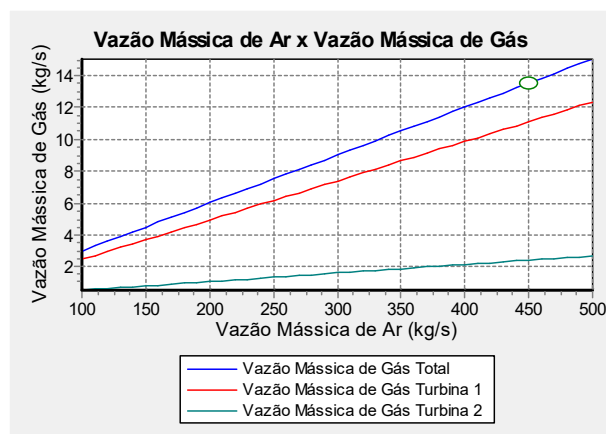


FIGURA 52 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA VAZÃO MÁSSICA DE AR COM EFICIÊNCIA TÉRMICA, TRABALHO DO CICLO E VAZÃO DE GÁS DO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Vazão Mássica de Ar (kg/s)	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
400	47,44%	12,03	236200

TABELA 35 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA MASSA DE AR NO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Configurando a vazão mássica de vapor, pode-se alcançar os dados da figura 68.

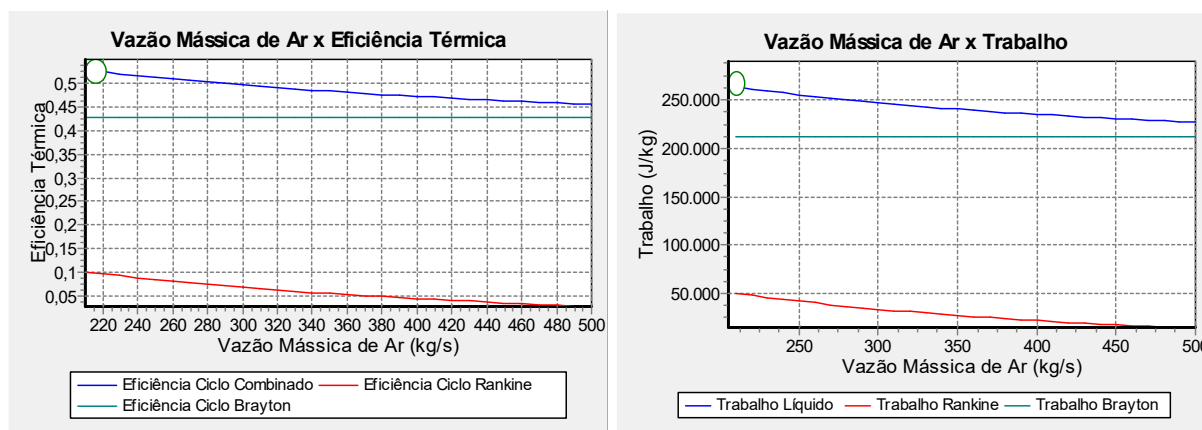


FIGURA 53 - GRÁFICOS DE ANÁLISE DA VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR COM EFICIÊNCIA TÉRMICA E TRABALHO DO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Vazão Mássica de Vapor (kg/s)	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)
210	52,80%	12,03	262900

TABELA 36 - RESULTADOS OBTIDOS COM NOVA MASSA DE VAPOR NO CICLO COMBINADO MELHORADO 2

Após o estudo do modelo, determinou-se a taxa de compressão em 18, pressão da turbina 2 em 1250 kPa, vazão mássica de ar em 400 kg/s, vazão mássica de gás natural de 12,03 kg/s e a vazão mássica de vapor em 210 kg/s, com esses valores chegou-se ao segundo melhor modelo proposto.

5.2 Recomendações

A análise detalhada dos modelos de ciclos combinados levou à recomendação do modelo de ciclo combinado 1. Embora este modelo seja o mais simples, não contando com equipamentos incrementais, se destaca por alcançar uma combinação sólida de eficiência 56,40% e produção de trabalho de 275,6 kJ. Além disso, ele evita o uso de componentes excessivos, como turbinas extras, compressores, aquecedores, entre outros, que em uma aplicação prática, poderiam resultar em custos de projeto desnecessários.

Essa recomendação reflete a importância de otimizar os sistemas de ciclo combinado não apenas em termos de eficiência, mas também em relação à economia e praticidade. Às vezes, a busca obsessiva pela máxima eficiência pode levar à adição de componentes caros e complexos que não justificam o aumento de custos.

O modelo de ciclo combinado 2 representa uma opção interessante entre desempenho e custo, tornando-o uma escolha sólida para algumas aplicações. Ele oferece uma boa eficiência 52,8% e realização de trabalho 262,9 kJ sem a necessidade de aumentar muito o sistema para que possa receber grandes volumes de ar, visto alcançar esses valores com 400 kg/s de vazão mássica de ar, contra 650 kg/s do modelo de ciclo combinado 1, assim, atendendo às necessidades de geração de energia de forma eficaz e econômica.

Essa recomendação ilustra a importância de considerar cuidadosamente as metas específicas do projeto, as limitações e os recursos disponíveis ao selecionar a configuração do ciclo combinado mais adequada para uma aplicação real. Em muitos casos, a escolha mais simples pode oferecer os melhores resultados globais.

Capítulo 6

Conclusão

Em conclusão, este estudo detalhado sobre os ciclos Rankine e Brayton, demonstrou a importância de avaliar diferentes configurações termodinâmicas para atender a metas específicas de eficiência, desempenho e custo. Após uma série de avaliações paramétricas, tanto de ciclos Rankine quanto de ciclos Brayton, tanto de forma individual quanto combinada, os resultados obtidos destacaram as configurações que se mostraram as mais eficientes e com os melhores custos-benefícios.

Nesse estudo, a combinação de um ciclo de Brayton simples, juntamente com um ciclo de Rankine simples, denominado modelo 1 de ciclo combinado, mostrou-se o mais eficaz, gerando uma eficiência total de 56,40%. Essa configuração, apesar de não ser a mais complexa ou incluir o maior número de componentes, demonstrou resultados excepcionais em termos de eficiência e produção de trabalho, como o descrito na tabela 37.

Modelos Melhorado	Eficiência Térmica (%)	Vazão Mássica de Gás (kg/s)	Trabalho Líquido (J)	Potência (kWh)
Modelo 4 – Ciclo Brayton	56,20%	12,09	268400	0,075
Modelo 1 – Ciclo Combinado	56,40%	12,10	275600	0,076
Modelo 2 – Ciclo Combinado	52,80%	12,03	262900	0,073

TABELA 37 - RESULTADOS DOS CICLOS COMBINADOS OTIMIZADOS

Em contrapartida, o modelo 4 de ciclo Brayton, apresentou resultados interessantes para um uso isolado, porém é necessário fazer um estudo financeiro para discutir a possibilidade do uso. Já o modelo 2 de ciclo combinado, por usar duas turbinas no ciclo Brayton, consome mais gás natural e pelo fato de a quantidade de gás ser limitada pela sua produção de aproximadamente 12 kg/s de vazão, não se pode alcançar a vazão mássica de ar de 650 kg/s do modelo de ciclo combinado 1, assim configurou-se em a vazão mássica de ar em 400 kg/s, por exemplo, igualando as vazões de ar, o modelo de ciclo combinado 2 poderia chegar a um trabalho de aproximadamente 500 kJ.

Ressalta-se a importância de não subestimar a eficácia de configurações mais simples e diretas. Muitas vezes, a adição de componentes complexos pode resultar em aumento de gastos iniciais com compra de equipamentos e complexidade sem proporcionar benefícios em termos de desempenho, necessitando sempre de estudos prévios de financeiro, social e ambiental para evitar erros.

6.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como recomendação para estudos futuros, seria interessante realizar um estudo que contemple as questões relacionadas a segunda lei da termodinâmica, com análises de exergia. Também seria altamente benéfico realizar uma análise abrangente de viabilidade econômica, que leve em consideração todos os custos associados à montagem de componentes no ciclo Combinado Brayton-Rankine recomendado e as receitas a serem obtidas com a geração de energia. Essa análise econômica é fundamental para avaliar se as melhorias propostas são financeiramente justificáveis e se o investimento é vantajoso.

A elaboração de um Estudo de Viabilidade Técnica, Econômica e Ambiental (EVTEA) pode ser uma ferramenta valiosa para atingir esse objetivo. O EVTEA abrange uma análise detalhada dos custos de aquisição, instalação e operação dos componentes, bem como a estimativa das receitas esperadas com a geração de energia. Essa análise consideraria fatores como custos de equipamentos, manutenção, operação, consumo de combustível (se aplicável), tarifas de energia e possíveis incentivos financeiros.

Além disso, seria igualmente relevante realizar uma análise ambiental abrangente para avaliar os ganhos potenciais em termos de redução de emissões de gases poluentes. A comparação das emissões antes e depois da implementação das melhorias propostas no ciclo combinado Brayton-Rankine pode fornecer informações valiosas sobre o impacto ambiental positivo do projeto. Isso incluiria a análise das emissões de dióxido de carbono (CO_2) e outros poluentes atmosféricos, contribuindo assim para uma avaliação holística dos benefícios ambientais do sistema aprimorado.

A combinação de uma análise de viabilidade econômica, social e ambiental ajudaria a tomar decisões informadas sobre a implementação de melhorias no ciclo Rankine, permitindo que se considere não apenas o impacto financeiro, o social envolvido pelas comunidades próximas e o impacto no meio ambiente na sustentabilidade a longo prazo. Esse tipo de estudo seria fundamental para orientar tomadores de decisão, investidores e engenheiros na busca de soluções energéticas mais eficientes e ambientalmente responsáveis.

BIBLIOGRAFIA

- Air Liquide. (10 de 2023). *Temperatura de fusão de um metal*. Fonte: Air Liquide: <https://pt.airliquide.com/solucoes/soldadura-industrial/temperatura-de-fusao-de-um-metal#:~:text=A%20t%C3%ADtulo%20indicativo%2C%20a%20fus%C3%A3o,menor%3A%20~1250%C2%B0C>.
- ALERJ. (29 de 10 de 2009). *Entenda por que o gás é queimado*. Fonte: Quero Discutir Meu Estado: <https://www.querodiscutiromeuestado.rj.gov.br/noticias/2602-entenda-por-que-o-gas-e-queimado>
- Ambiente Brasil. (2012). *Usina Termelétrica*. Fonte: Ambiente Brasil: https://ambientes.ambientebrasil.com.br/energia/termeletrica/usina_termeletrica.html
- ANSI/ASHRAE. (2020). *ASHRAE Standard 55 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. ASHRAE.
- Bohórquez, W. O. (2007). *Análise termoenergética, econômica e ambiental da repotenciação e conversão de UTEs com ciclo Rankine para ciclo combinado utilizando turbina a gás*. Itajubá.
- Borelli, S. J. (2005). *Método para a análise de composição do custo da eletricidade gerada por usinas termoelétricas em ciclo combinado a gás natural*. São Paulo.
- Carvalho, P. C. (2021). *ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TERMELETRICA*. Santa Maria.
- CEGÁS. (2022). *O GÁS NATURAL*. Fonte: CEGÁS: <https://www.cegas.com.br/gas-natural/o-gas-natural/>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2013). *Termodinâmica*. Porto Alegre: AMGH.
- Chen, Q. (1995). *COMPARISON OF DIFFERENT k - ϵ MODELS FOR INDOOR AIR FLOW COMPUTATIONS*. Cambridge: Taylor & Francis.
- Chen, Q., & Srebric, J. (2000). *Application of CFD Tools for Indoor and Outdoor Environment Design*.
- Chen, Q., & Srebric, J. (2001). *Simplified Diffuser Boundary Conditions for Numerical Room Airflow Models*. Cambridge: ASHRAE.
- Chen, Q., & Srebric, J. (2002). *Simplified Numerical Models for Complex Air Supply*.
- Chen, Q., Suter, P., & Moser, A. (1991). Influence of Air Supply Parameters on Indoor Air Diffusion. *Budding and Environment*, 417-431.
- Coelho, P. (3 de Junho de 2015). *Usinas termoelétricas no Brasil: Vantagens e Desvantagens*. Fonte: ENGQUIMICASANTOSSP:

- <https://www.engquimicasantosp.com.br/2015/06/usinas-termoeletricas-energia-combustao.html>
- COPERGAS. (2022). *Gás Natural*. Fonte: COPERGAS: <https://novo.copergas.com.br/gas-natural/>
- Cyrino, L. (22 de 03 de 2022). *TRACTIAN*. Fonte: TRACTIAN: <https://traction.com/blog/entenda-o-funcionamento-das-caldeiras-industriais>
- Enel Green Power*. (s.d.). Fonte: Enel Green Power.
- Enerflex. (2007). *Estados Unidos Patente N° 39892*.
- EPBR. (2 de Fevereiro de 2023). *Produção de petróleo onshore vai crescer 64%, estima EPE*. Fonte: EPBR: <https://epbr.com.br/producao-de-oleo-onshore-vai-crescer-64-estima-epe/>
- epe.gov.br*. (2022). Fonte: Empresa de Pesquisa Energética: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>
- GASMIG. (s.d.). *COMO CONVERTER A QUANTIDADE DE UM ENERGÉTICO PARA A EQUIVALENTE EM GÁS NATURAL*. Fonte: GASMIG: <http://www.gasmig.com.br/GasNatural/Paginas/Tabela-de-Convertao.aspx>
- Goodfellow, H., & Tahti, E. (2001). *Industrial Ventilation Design Guidebook*. San Diego: ACADEMIC PRESS.
- Guitarrara, P. (30 de 04 de 2023). *Energia termoelétrica*. Fonte: Brasil Escola: <https://brasilecola.uol.com.br/geografia/energia-termoeletrica.htm>
- Hirano, E. H., & Mamani, L. A. (2014). *Algoritmos Evolucionários para Otimização Multi-objetivo no Projeto de Sistemas Térmicos*. <https://physics.stackexchange.com>. (15 de Agosto de 2019). Fonte: Physics: <https://physics.stackexchange.com/questions/496940/is-there-a-coand%C4%83-effect-outside-the-atmosphere>
- incase*. (2021). Fonte: incase: <https://www.incase.com.br/trocador-calor-industrial>
- Incropera, F. P. (2008). *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. Rio de Janeiro: Editora Nacional.
- Jeffrey, A. (1996). *Mathematics for Engineers and Scientists*. Londres: ISBN.
- Joubert, P., Sandu, A., Beghein, C., & Allard, F. (1996). Numerical study of the influence of inlet boudary conditions on the air movement in a ventilated room. *Proc. of Roomvent*, 235-242.
- Lamberts, R., Xavier, A. A., & Vecchi, R. (2011). *Conforto e Stress Térmico*. Santa Catarina: Laboratório de Eficiência Energética em Edificações.

- Leite, L. d., & Vieira, E. D. (2004). *Visualização Experimental de Jatos Livres em Moderador Reynolds*. Ilha Solteira: Unesp.
- Levine, I. (2013). *Físico Química*. Editora LTC.
- Lima, A. G. (2023). *Antônio Guilherme*. Fonte: Termodinâmica: https://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/calor_espe.php#:~:text=Cp%20%C3%A9%20o%20calor%20espec%C3%ADfico,a%20temperatura%20em%20graus%20Kelvin.
- Lima, A. (s.d.). *Geração Térmica*. Fonte: Antônio Lima: <https://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/podercalorifico.htm>
- Lubert, C. (Dezembro de 1964). *Based on image from Scientific American*.
- Marques de Araujo, L. B. (10 de 01 de 2023). *Mundo Educação*. Fonte: Mundo Educação: <https://mundoeducacao.uol.com.br/quimica/entalpia.htm#:~:text=A%20entalpia%20%C3%A9%20a%20energia,processo%20%C3%A9%20endot%C3%A9rmico%20ou%20exot%C3%A9rmico.>
- Maximo, R. (20 de 09 de 2022). *Brasil Energia*. Fonte: Editora Brasil Energia: <https://editorabrasilenergia.com.br/saida-da-petrobras-reaquece-o-onshore/>
- Melikov, A. K. (1993). *Human response to cooling with jets*. Atlanta: ASHRAE.
- Melo, B. B. (2022). *Simulação dos Ciclos de Potência Combinados de Brayton e Rankine no Software Cocco (Cape Open to Cape Open)*. Araraquara.
- Menter, F. R. (1994, August). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, pp. 1598-1605.
- Neves, G. d. (2022). *Análise termodinâmica de uma turbina de gás considerando diferentes configurações*. [ons.org.br](https://www.ons.org.br). (2022). Fonte: Operador Nacional do Sistema Elétrico: <https://www.ons.org.br/sobre/paginas-o-sin/o-que-e-o-sin>
- Panosso, G. C. (2003). *Métodos de Simulação para Ciclo de Rankine*. Porto Alegre.
- Parizzi, E. B. (2020). *ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO*. Santa Maria.
- Peng, X. (1996). *Modeling for indoor thermal conditions for confort control in buildings*. Delft: Delft University of Technology.
- Pereira, I. O. (2018). *Tendências do Gás Natural: Análise de Eficiência em Ciclos Combinados - Estudo de Caso*. Itajubá.
- Pinto, G. M. (2020). *Análise Termoeconômica de uma Central de Ciclo Combinado de 826 MW - Estudo de Caso Utilizando um Simulador Full-Scope*. Itajubá.

- Só Química. (2023). *Entalpia de combustão*. Fonte: Só Química: <https://www.soquimica.com.br/conteudos/em/termoquimica/p3.php>
- Tartarini, F., Schiavon, S., Cheung, T., & Hoyt, T. (2020). Fonte: CBE Thermal Comfort Tool: online tool for thermal comfort calculations and visualizations: <https://comfort.cbe.berkeley.edu/>
- Technik, T. (2013). *Dados Técnicos - Séries ADLQ, ALDR*. São Paulo: Grupo TROX.
- theagilityeffect.com*. (14 de 09 de 2020). Fonte: The Agility Effect: <https://www.google.com/amp/s/www.theagilityeffect.com/br/article/as-usinas-de-ciclo-combinado-a-gas-uma-solucao-mais-flexivel-e-menos-poluente/%3famp>
- Togawa, V. (3 de 1 de 2017). *Togawa Engenharia*. Fonte: Togawa Engenharia: <https://togawaengenharia.com.br/blog/caldeiras-classificacao-geral/>
- Trigo, A., Maruyama, Ú., Cunha, M., & Vilardo, M. (s.d.). *CEFET Sustentável*. Fonte: <http://sustentabilidade.sites.cefet-rj.br/energia/>
- Van Wylen, G. J. (2009). *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. São Paulo: EDGARD BLUCHER.
- Wenzel, T. A. (2015). *Análise Termodinâmica e simulação de um ciclo de Rankine Orgânico (ORC)*. Porto Alegre.
- Youchen, F. (1995). CFD modelling of the air and contaminant distribution in rooms. *Energy and Buildings* 23, 33-39.
- Zancheta, M. N., Poli, D. d., & Meldonian, N. L. (2005). *Uma análise dos impactos ambientais da usina termoeletrica Piratininga, em comparação aos gerados pela usina Angra I*. Santos.

Apêndice A – Código IT

```

//Estágio 1 - Entrada do Gás no compressor
T1 = 25 + 273.15 // Temperatura Inicial (K)
p1 = 100.325 // Pressão Inicial (kPa)
h1 = h_T("Air",T1) // Entalpia Ar
s1 = s_Tp("Air",T1,p1) // Entropia Ar
//Definições de Calor No Ciclo
mg = 17 // Fluxo de Ar (kg/s)
cpar = 1005 // Calor Específico do Ar (j/kg.K)
vgas = 23680/86400 // Vazão de Gás Natural (kg/s)
Qb = 38.36*(10^6) * vgas
Qb = mg * cpar * (T3 - T2)
//Estágio 2 - Passagem pelo Combustor
isoC = 0.85
r = 10 // Taxa de Compressão
p2 = p1 * r // Pressão após Compressão (kPa)
s2s = s1
s2s = s_Tp("Air",h2s,p2)
isoC*(h2 - h1) = h2s - h1
h2 = h_T("Air",T2)
//Estágio 3 - Saída do Combustor e Entrada na turbina
isoT = 0.9
p3=p2
h3 = h_T("Air",T3) // Entalpia Ar
s3 = s_Tp("Air",T3,p3) // Entropia Ar
//Estágio 4 - Entrada no exaustor
p4 = p1
s4s = s3
s4s = s_Tp("Air",h4s,p4)
isoT = (h3-h4)/(h3-h4s)
h4 = h_T("Air",T4)

```

```

//Estágio 5 - Saída do exaustor, descarregar para atmosfera
coef = 0.8 // Eficiência do Trocador de Calor (%)
p5 = p4
T5 = T_h("Air",h5)
coef = (mv * (h7 - h6)) / ((mg * h4) - (mv * h6))
//Estágio 6 - Ciclo rankine, água recirculante - início após saída da bomba
p6 = 8000 // (kPa)
isoB = 0.7 // Eficiência Isentrópica
h6 - h9 = v9 * (p6-p9) / isoB
h6 = h_PT("Water/Steam",p6,T6)
//Estágio 7 - Entrada na turbina, vapor de água
T7 = T_Ph("Water/Steam", p7, h7) // Temperatura Vapor de Água (K)
p7 = p6
s7 = s_PT("Water/Steam",p7,T7)
//Estágio 8 - saída da turbina
isoTv = 0.8 // Eficiência Isentrópica
p8 = 8 // kPa
s8s = s7
s8s = s_Ph("Water/Steam",p8,h8s)
isoTv = (h7 - h8)/(h7 - h8s)
//Estágio 9
x9=0
p9=p8
h9=hsat_Px("Water/Steam",p9,x9)
v9=vsat_Px("Water/Steam",p9,x9)
//Parcelas Energéticas
mv = 18 // Fluxo de Vapor (kg/s)
mg * (h4 - h5) = mv * (h7 - h6)
Wtg = mg*(h3-h4) // Trabalho Turbina a gás
Wc = mg*(h2-h1) // Trabalho do compressor
Qcc = mg*(h3-h2) // Calor adicionado na câmara de combustão
Qexhaust = mg * (h5 - h1) // Calor de exaustão
Wgas = Wtg - Wc // Potência líquida do ciclo a gás

```

$W_{tv} = m_v \cdot (h_7 - h_8)$ // Potência gerada na turbina a vapor

$Q_{cond} = m_v \cdot (h_8 - h_9)$ // Calor rejeitado no condensador

$W_b = m_v \cdot (h_6 - h_9)$ // Potência consumida pela bomba

$W_{vapor} = W_{tv} - W_b$ // Potência líquida ciclo a vapor

$W_L = W_{gas} + W_{vapor}$

$Q_{sai} = Q_{exaust} + Q_{cond}$ // Calor Rejeitado Total

$\eta_a = W_L / Q_{cc}$ // Eficiência Térmica do Ciclo

$\eta_{tagas} = W_{gas} / Q_{cc}$

$\eta_{tavapor} = W_{vapor} / Q_{cc}$