

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE CICLOS BRAYTON PARA
GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DE CO₂ SUPERCRÍTICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

SABRINE CANAL

**PORTO ALEGRE, RS
2021**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE CICLOS BRAYTON PARA
GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DE CO₂ SUPERCRÍTICO**

SABRINE CANAL

Trabalho de Conclusão de curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Químico.

Orientadora:
Prof^a. Paula Bettio Staudt, D.Sc.

Coorientador:
Prof. Rafael de Pelegrini Soares, D.Sc.

**PORTO ALEGRE, RS
2021**

Canal, Sabrine

Estudo da eficiência de ciclos Brayton para geração de energia a partir de CO₂ supercrítico / Sabrine Canal. -- 2021.

49 f.

Orientador: Paula Bettio Staudt, D.Sc.

Trabalho (Conclusão de curso) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Química, Porto Alegre, BR-RS, 2021.

Dióxido de carbono supercrítico, Ciclo Brayton, Geração de energia, Simulação, Otimização. I. Staudt, Paula B., orient. II. Soares, Rafael de P., coorient. III. Título.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais, Aldo e Marlei, por todo o apoio e amor infinitos ao longo de toda a minha vida, não medindo esforços para me ver feliz. Vocês são meus exemplos de pessoa, minha admiração por vocês é gigante! Obrigada por nunca deixarem eu desistir dos meus sonhos, por serem minha base e sempre me darem o suporte necessário pra que eu pudesse crescer e me tornar uma pessoa melhor a cada dia.

Às minha irmãs, Susi e Suelen, por todo o incentivo, por sempre acreditarem em mim, e por terem sido meus exemplos, desde à escola, de dedicação e responsabilidade. Vocês foram muito importantes pra eu ter conseguido chegar até aqui. Sou muito grata pelo nosso companheirismo, carinho e por sempre nos apoiarmos. À minha sobrinha linda, Isabelle, por todo carinho, afeto, e por sempre tornar os momentos mais leves e divertidos, unindo toda a família. Aos meus cunhados, Marcelo e Jordano, que sempre me apoiaram e me deram força. Meu coração se enche de gratidão e orgulho pela família maravilhosa que eu tenho e que sempre esteve ao meu lado.

Aos meus amigos e amigas por toda a compreensão, parceria e por sempre torcerem por mim. Um agradecimento especial às amigas de Getúlio Vargas, Juliane, Franciane, Eduarda, Maria, Martina, Júlia, Ana, Isabela, Theodora, Thuani e Jéssica. Um agradecimento especial aos amigos de Porto Alegre, Michele, Victoria, Luana, Patricia, Matheus, Nanato, Bruna, Taís, Fernanda, Amanda, Barbara e Raíssa, por terem enfrentado toda a trajetória acadêmica comigo, onde nos apoiamos nos momentos difíceis, e comemoramos juntos cada conquista. Vocês foram fundamentais na minha caminhada na Engenharia Química. E aos amigos do CEUE, que me acolheram e ajudaram a abrir muitas portas na minha jornada pessoal e profissional.

À minha namorada, Camila, por todo o amor, carinho, por ser incrível, me ouvir, me acolher e estar do meu lado em todos os momentos. Um agradecimento especial pela ajuda pra realizar esse trabalho, por todas discussões e trocas de engenharia, pelo incentivo e por sempre acreditar no meu potencial. Tu foi essencial pra eu conseguir finalizar essa etapa da minha vida. Transbordo gratidão e admiração por ti!

À família Montagner, pelo acolhimento, carinho e incentivo. Um agradecimento especial à Adiles e ao Ersi, pelo afeto e por me apoiarem sempre.

Aos meus orientadores, Professora Paula e Professor Rafael, pela disponibilidade, pela troca, pelo acolhimento e pelo apoio ao longo de todo esse trabalho.

Resumo

O ciclo Brayton de CO₂ supercrítico (S-CO₂) é reconhecido como uma das tecnologias mais promissoras para uma próxima geração de sistemas de potência. Este estudo tem como foco analisar o desempenho de quatro configurações do ciclo Brayton de S-CO₂ (ciclo de recuperação simples, ciclo de reaquecimento, ciclo de recompressão e ciclo de resfriamento intermediário). Após a coleta dos dados, foram realizadas a simulação e otimização dos sistemas utilizando o software iiSE. O processo de otimização foi realizado de forma a maximizar a eficiência. Para um ciclo de potência nominal igual a 10 MW, a configuração mais eficiente é a de Resfriamento Intermediário com eficiência igual a 46,4 %, seguida do Ciclo de Recompressão, com 43,8 %, após o ciclo de Reaquecimento, com 38,6 % e, por fim, o Ciclo de Recuperação Simples, com 36,8 %. Os resultados obtidos estão em excelente concordância com a literatura, e mostram-se satisfatórios quando comparados com a eficiência típica de ciclos de potência a vapor, que raramente ultrapassa 40 %. A partir da análise dos valores encontrados observou-se que o reaquecimento e o resfriamento só aumentam a eficiência térmica se forem acompanhados por recuperação, e que o aumento do número de estágios de compressão e expansão ocasionam um aumento da eficiência, porém envolvem um maior investimento financeiro, o qual deve ser avaliado.

Palavras-chave: Dióxido de carbono supercrítico, Ciclo Brayton, Geração de energia, Simulação, Otimização.

Sumário

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	x
Lista de Símbolos	xii
1 Introdução	1
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Ciclos de potência	3
2.1.1 Ciclo Rankine	4
2.1.2 Ciclo Brayton	5
2.2 Fluidos de trabalho	7
2.3 Configurações dos ciclos de S-CO ₂	9
2.3.1 Ciclo de Recuperação Simples	9
2.3.2 Ciclo de Reaquecimento	10
2.3.3 Ciclo de Recompressão	10
2.3.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário	12
3 Metodologia	14
3.1 Escolha das Configurações de Ciclo	14
3.2 Simulação dos sistemas	14
3.2.1 Ciclo de Recuperação Simples	16
3.2.2 Ciclo de Reaquecimento	17
3.2.3 Ciclo de Recompressão	19
3.2.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário	20
3.3 Otimização dos sistemas	21
4 Resultados e Discussão	25
4.1 Otimização	25
4.1.1 Ciclo de Recuperação Simples	25
4.1.2 Ciclo de Reaquecimento	26
4.1.3 Ciclo de Recompressão	27
4.1.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário	27
4.2 Comparativo entre ciclos	29
4.2.1 Condições de configuração	29
4.2.2 Avaliação da eficiência dos ciclos otimizados	29

4.3	Validação do modelo	30
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	32
5.1	Conclusões	32
5.2	Trabalhos Futuros	33
	Referências Bibliográficas	34

Lista de Figuras

Figura 1.1	Consumo de energia elétrica no mundo. Fonte: adaptado de IEA (2021).	1
Figura 1.2	Geração de energia elétrica por fonte no mundo. Fonte: adaptado de IEA (2021).	2
Figura 2.1	Ciclo Rankine ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014)	4
Figura 2.2	Ciclo Brayton aberto ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014).	5
Figura 2.3	Ciclo Brayton fechado ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014).	6
Figura 2.4	Diagrama de fases do CO ₂ . Fonte: Kim et al. (2004)	8
Figura 2.5	(a) Ciclo de Recuperação Simples. (b) Diagrama entropia <i>versus</i> temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).	9
Figura 2.6	(a) Ciclo de Reaquecimento. (b) Diagrama entropia <i>versus</i> temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).	10
Figura 2.7	(a) Ciclo de Recompressão. (b) Diagrama entropia <i>versus</i> temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).	11
Figura 2.8	(a) Ciclo de Resfriamento Intermediário. (b) Diagrama entropia <i>versus</i> temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).	13
Figura 3.1	Fluxograma do ciclo de Recuperação Simples simulado no iiSE.	17
Figura 3.2	Fluxograma do ciclo de Reaquecimento simulado no iiSE.	18
Figura 3.3	Fluxograma do ciclo de Recompressão simulado no iiSE.	20
Figura 3.4	Fluxograma do ciclo de Resfriamento Intermediário simulado no iiSE.	22
Figura 4.1	Eficiência dos ciclos Brayton de S-CO ₂ otimizados.	30

Lista de Tabelas

Tabela 3.1	Principais especificações para as quatro configurações do ciclos Brayton de S-CO ₂ estudados.	16
Tabela 3.2	Parâmetros de entrada do ciclo de Recuperação Simples.	16
Tabela 3.3	Parâmetros de entrada do ciclo de Reaquecimento.	18
Tabela 3.4	Parâmetros de entrada do ciclo de Recompressão.	19
Tabela 3.5	Parâmetros de entrada do ciclo de Resfriamento Intermediário.	21
Tabela 3.6	Variáveis manipuladas ciclo de Recuperação Simples.	23
Tabela 3.7	Variáveis manipuladas ciclo de Reaquecimento	23
Tabela 3.8	Variáveis manipuladas ciclo de Recompressão	23
Tabela 3.9	Variáveis manipuladas ciclo de Resfriamento Intermediário	24
Tabela 3.10	Variáveis com restrições.	24
Tabela 4.1	Resultado da simulação otimizada do ciclo de Recuperação Simples.	25
Tabela 4.2	Resultado da simulação otimizada do ciclo de Reaquecimento.	26
Tabela 4.3	Resultado da simulação otimizada do ciclo de Recompressão.	27
Tabela 4.4	Resultado da simulação otimizada do ciclo de Resfriamento Intermediário.	28
Tabela 4.5	Validação dos valores de eficiência encontrados.	31

Lista de Símbolos

F	Vazão mássica	kg/s
P	Pressão	MPa
Q	Calor	MW
T	Temperatura	C
W	Potência	MW

Letras Gregas

Δ	Diferença	—
η	Eficiência	%
ϕ	Fração Splitter	—

Sobrescritos

$Pinch_f$	Ponto de Pinch correntes frias
$Pinch_q$	Ponto de Pinch correntes quentes
in	Entrada
in,C	Entrada do compressor
in,H	Entrada do <i>heater</i> , aquecedor
in,T	Entrada da turbina
out	Saída

Siglas

HPT	<i>High pressure turbine</i> , Turbina de alta pressão
HTR	<i>High temperature recuperator</i> , Recuperador de alta temperatura
LPT	<i>Low pressure turbine</i> , Turbina de baixa pressão
LTR	<i>Low temperature recuperator</i> , Recuperador de baixa temperatura
MC	<i>Main compressor</i> , Compressor principal
RC	<i>Re-compressor</i> , Re-compressor
S-CO ₂	Dióxido de carbono supercrítico
SR	<i>Split Ratio</i> , Razão de divisão

Capítulo 1

Introdução

À medida que a população e a atividade econômica crescem, o consumo global de energia elétrica aumenta continuamente, como pode ser observado na Figura 1.1. Esta demanda crescente fomenta a busca por sistemas de conversão ou ciclos de energia mais eficientes para melhorar a utilização de energia.

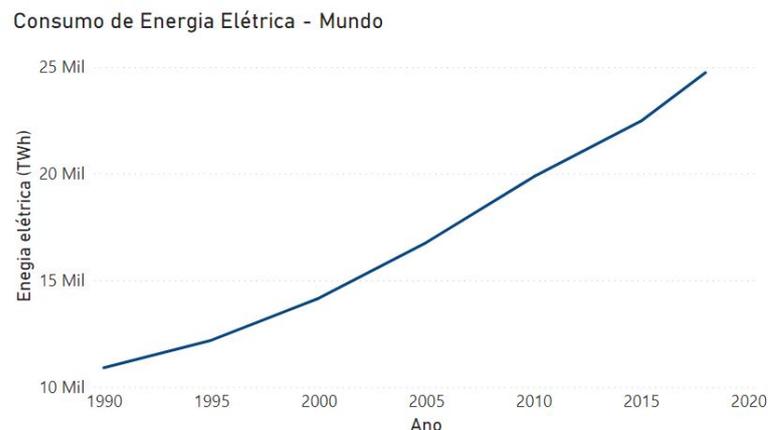


FIGURA 1.1. Consumo de energia elétrica no mundo. Fonte: adaptado de IEA (2021).

Dados da IEA (2021) (*Internacional Energy Agency*) mostram que, para atender a essa demanda cada vez maior em todos os setores econômicos, as principais fontes de energia primária no mundo são de origem fóssil, conforme Figura 1.2. Além disso, para esses combustíveis, a conversão de sua energia química em trabalho útil por motores de combustão e térmicos possui eficiência limitada e resulta em efeitos colaterais indesejáveis, como gases de efeito estufa, poluição urbana, poluição térmica e acidificação de lagos e rios. Portanto, é necessário buscar e adotar fontes alternativas

de energia renovável, bem como métodos que melhorem a eficiência de conversão e diminuam os impactos negativos dos motores a combustível fóssil (SARKAR, 2015).

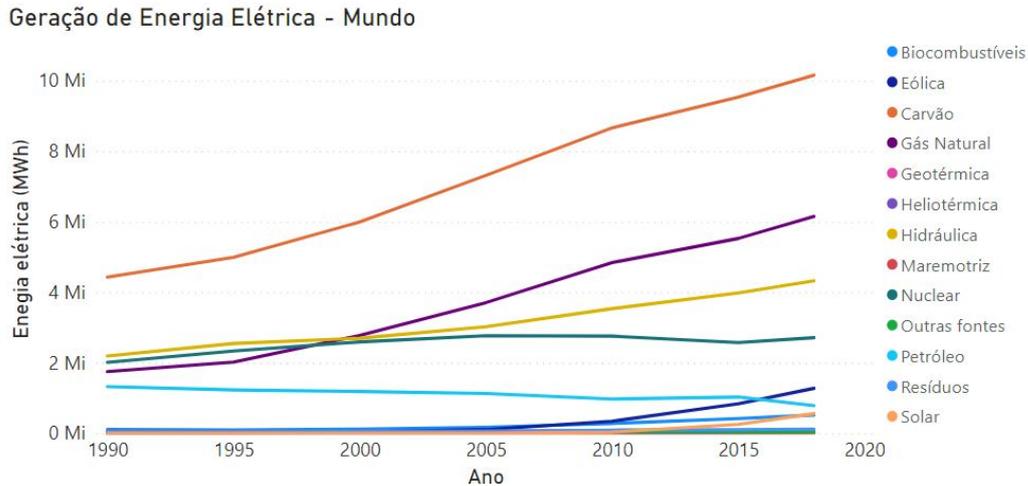


FIGURA 1.2. Geração de energia elétrica por fonte no mundo. Fonte: adaptado de IEA (2021).

A geração de energia elétrica por meio da utilização de fontes de energia renováveis ou exaustão de calor é um passo crucial para a conservação de energia e redução de emissões no futuro. Devido à alta eficiência térmica, componentes menores e sustentabilidade, o ciclo de energia de dióxido de carbono supercrítico ($S\text{-CO}_2$) emergiu como um ciclo promissor para vários tipos de sistemas de conversão de energia, podendo ser utilizado com diversas fontes de calor como: energia nuclear, energia solar, célula de combustível e recuperação de calor residual Liao et al. (2019).

Dentro deste contexto, este trabalho tem como objetivo analisar o desempenho das configurações do ciclo Brayton utilizando como fluido de trabalho o CO_2 supercrítico ($S\text{-CO}_2$). Para tal objetivo, os seguintes tópicos serão abordados:

- o estudo das diferentes configurações de ciclo Brayton de $S\text{-CO}_2$;
- a simulação e otimização de diferentes ciclos a fim de aumentar a eficiência de geração;
- a análise do efeito das condições operacionais sobre os parâmetros de desempenho;

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Ciclos de potência

Para realizar a conversão de combustíveis em potência elétrica líquida, ciclos de potência são utilizados. Esses sistemas empregam um ciclo termodinâmico onde um fluido de trabalho é submetido a um conjunto de processos (KORETSKY, 2007). Os dispositivos ou sistemas usados para produzir uma saída de potência líquida são frequentemente chamados de motores, e os ciclos termodinâmicos nos quais eles operam são chamados de ciclos de potência.

Os ciclos termodinâmicos podem ser categorizados como ciclos a gás e ciclos a vapor, dependendo da fase do fluido de trabalho. Outra forma de categorização dos ciclos é: ciclos fechados e abertos. Em ciclos fechados, o fluido de trabalho retorna ao estado inicial no final do ciclo e é recirculado. Em ciclos abertos, o fluido de trabalho é renovado no final de cada ciclo ao invés de ser recirculado.

Os motores de calor são categorizados como motores de combustão interna e motores de combustão externa, dependendo de como o calor é fornecido ao fluido de trabalho. Em motores de combustão externa (como usinas a vapor), o calor é fornecido ao fluido de trabalho de uma fonte externa, como uma fornalha, um poço geotérmico, um reator nuclear ou até mesmo o sol. Em motores de combustão interna (como motores de automóveis), isso é feito queimando o combustível dentro dos limites do sistema (ÇENGEL; BOLES, 2014).

Existem diversos ciclos de potência, dentre eles estão o ciclo Rankine e o ciclo

Brayton, que serão explorados nas seções a seguir, a fim de realizar a sua comparação.

2.1.1 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine ideal não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste nos quatro processos apresentados na Figura 2.1.

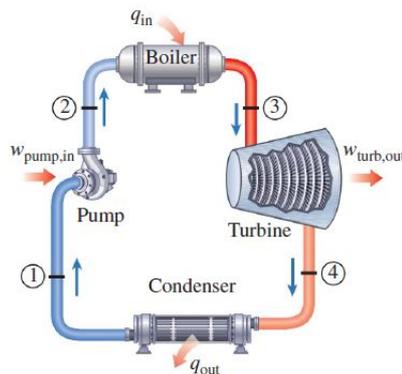


FIGURA 2.1. Ciclo Rankine ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014)

Como pode ser visto na Figura 2.1, o ciclo consiste nos seguintes passos:

- 1-2: Compressão isentrópica em uma bomba;
- 2-3: Adição de calor a pressão constante em uma caldeira;
- 3-4: Expansão isentrópica em uma turbina;
- 4-1: Rejeição de calor a pressão constante em um condensador. (ÇENGEL; BOLES, 2014).

Um ciclo Rankine real apresenta desvios em relação ao ciclo ideal, sendo o atrito do fluido, o atrito mecânico na bomba e a perda de calor para o ambiente as fontes mais comuns de irreversibilidades. O atrito do fluido causa queda de pressão na caldeira, no condensador e em várias tubulações. Como consequência, a bomba requer uma maior entrada de trabalho, e a turbina produz uma menor quantidade de trabalho útil.

Este processo é caracterizado pelo aproveitamento do calor latente e sensível do fluido de trabalho, que usualmente é a água. O ciclo inicia-se com a compressão da água que se encontra no estado líquido saturado para alta pressão, seguido de aquecimento e subsequente vaporização até o estado superaquecido na caldeira. Posteriormente, ocorre a expansão através de uma turbina para gerar trabalho mecânico, e, por fim, tem-se o resfriamento do vapor até sua condensação no condensador, retornando ao estado líquido inicial (DUNHAM; IVERSON, 2014).

2.1.2 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton foi proposto pela primeira vez por George Brayton, por volta de 1870, para o motor alternativo de queima de óleo e tem sido amplamente utilizado em usinas de energia e aviões desde então (KAUSHIK et al., 2017). No ciclo aberto, utiliza-se turbina a gás, conforme observado na Figura 2.2, onde os processos de compressão e expansão ocorrem em máquinas rotativas.

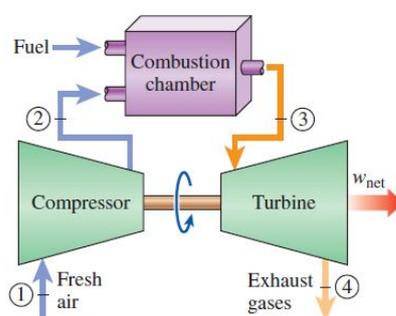


FIGURA 2.2. Ciclo Brayton aberto ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014).

O ciclo aberto pode ser modelado como um ciclo fechado onde o processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor a pressão constante de uma fonte externa, e o processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor a pressão constante para o ambiente. O ciclo Brayton fechado ideal é mostrado na Figura 2.3 e é composto por quatro processos reversíveis:

- 1-2: Compressão isentrópica em um compressor;
- 2-3: Adição de calor a pressão constante em um aquecedor;

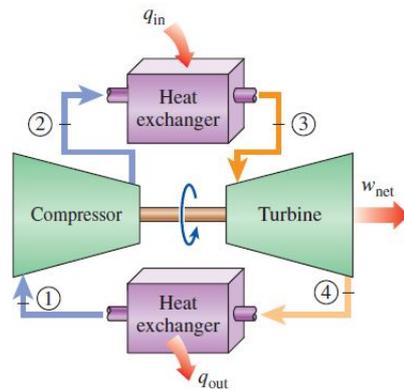


FIGURA 2.3. Ciclo Brayton fechado ideal. Fonte: Çengel e Boles (2014).

- 3-4: Expansão isentrópica em uma turbina;
- 4-1: Rejeição de calor a pressão constante em um resfriador.

O ciclo Brayton real apresenta desvios em relação ao ciclo ideal: durante a adição de calor há uma queda de pressão e perdas de calor são inevitáveis. Além disso, o trabalho de entrada real do compressor é maior e a saída de trabalho real da turbina é menor devido à irreversibilidades no sistema (ÇENGEL; BOLES, 2014). Entretanto, é importante realizar o estudo do modelo ideal pois o mesmo demonstra os limites termodinâmicos do sistema.

Pelo menos cinco componentes principais compõem o ciclo Brayton simples: aquecedor (*heater*), turbina, pré-resfriador (*pre-cooler*), compressor e fluido de trabalho. Ao longo do ciclo, o fluido de trabalho permanece na fase gasosa ou supercrítica. Os ciclos Brayton são capazes de operar em temperaturas muito mais altas do que o ciclo Rankine, aumentando, portanto, as eficiências térmicas potenciais (DUNHAM; IVERSON, 2014).

Além disso, uma grande quantidade de energia é cedida para o ambiente na forma de calor residual. Portanto, o processo de recuperação é necessário para melhorar a eficiência do ciclo, minimizando a perda de calor. Dessa forma, o layout de recuperação simples é sempre considerado como referência e outros layouts complexos podem ser derivados dele.

2.2 Fluidos de trabalho

Para um fluido ser usado em um ciclo de potência, existem vários critérios a serem avaliados: características químicas e físicas; segurança pessoal, operacional e ambiental; e economia que o fluido de trabalho deve satisfazer idealmente (SARKAR, 2015).

O fluido de trabalho utilizado usualmente no ciclo Rankine é o vapor d'água, o qual é comprimido no estado líquido e pode atingir alta eficiência sob condições de baixa temperatura de entrada da turbina. Isso se deve ao fato de a água líquida poder ser assumida usualmente como incompressível e, dessa forma, demandar menos trabalho de compressão. Outro ponto importante é que, conforme a temperatura do vapor aumenta, ele se torna mais corrosivo, o que limita a temperatura de entrada da turbina. Por outro lado, quando utiliza-se ar como fluido de trabalho em um ciclo Brayton, pode-se atingir temperaturas de entrada da turbina superiores, sem danos corrosivos. No entanto, como o ar é um fluido compressível, o processo de compressão requer uma grande quantidade de trabalho. Portanto, a eficiência térmica do ciclo Brayton a ar não é significativamente maior do que a eficiência térmica de um ciclo Rankine a vapor. Entretanto, ao utilizar o ciclo Brayton com dióxido de carbono supercrítico (S-CO₂) como fluido de trabalho, combinam-se as vantagens do ciclo Rankine a vapor e do ciclo Brayton a gás, pois o fluido é comprimido na região menos compressível e a temperatura de entrada da turbina pode atingir valores mais elevados, quando comparado com o vapor nas mesmas temperaturas, sem ocasionar problemas de corrosão (AHN et al., 2015).

O CO₂ é proposto como fluido de trabalho no ciclo Brayton desde 1970, como forma de reaproveitamento em reatores nucleares (SARKAR, 2015). As aplicações do CO₂ são amplamente variadas, incluindo refrigeração, bomba de calor e sistemas de ar condicionado, fluido de transferência de calor em placa plana e sistema de aquecimento de água baseado em coletor solar de placa de concentração, secagem supercrítica, fluido de transmissão de calor geotérmico, ciclo Brayton supercrítico, operações de extração em indústrias farmacêuticas, alimentícias e têxteis e muitas outras utilizações de conversão e não conversão.

Comparado com outros fluidos de trabalho, para o ciclo Brayton supercrítico, o dióxido de carbono tem qualidade adequada, como temperatura e pressão críticas moderadas, densidade próxima ao líquido, e viscosidade e difusão próximas ao gás, conforme região supercrítica mostrada na Figura 2.4. Assim, o CO₂ supercrítico mostra propriedades de gás com densidade de líquido durante o processo de expansão (LIU et al., 2019).

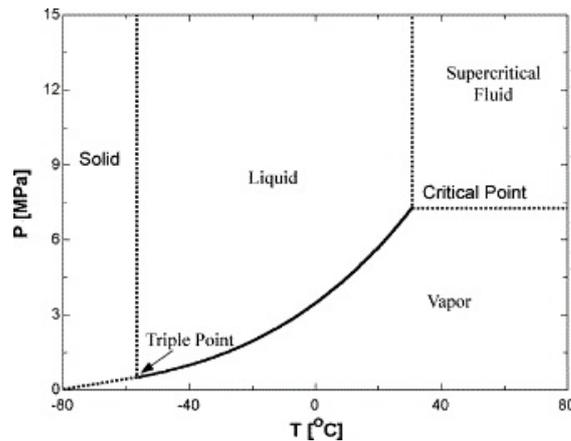


FIGURA 2.4. Diagrama de fases do CO₂. Fonte: Kim et al. (2004)

A utilização de dióxido de carbono em ciclos Brayton apresenta as seguintes vantagens:

- É um fluido sustentável, inerte, atóxico, não inflamável e não explosivo.
- Possui estoque abundante e preço razoável (o custo do CO₂ é apenas 1/10 de hélio e 1/70 do fluido refrigerante R-134a) (LIU et al., 2019).
- O CO₂ passa a um estado supercrítico sob condições críticas moderadas.
- Perto do ponto crítico é quase incompressível, minimizando o trabalho do compressor e permitindo maior eficiência térmica.
- O ciclo de potência de S-CO₂ tem turbo-máquinas mais compactas, reduzindo o custo de investimento inicial.
- O CO₂ supercrítico é menos corrosivo em comparação com o vapor d'água nas mesmas temperaturas, portanto pode-se utilizar temperaturas mais altas na entrada da turbina.

- O ciclo de potência de S-CO₂ faz com que um possível gás que seria emitido ao ambiente possa ser reutilizado.

2.3 Configurações dos ciclos de S-CO₂

As configurações dos ciclos a serem estudadas foram selecionadas conforme o artigo de referência (YANG et al., 2020), e serão exploradas nas seções a seguir.

2.3.1 Ciclo de Recuperação Simples

O layout do ciclo de recuperação simples é mostrado na Figura 2.5. O S-CO₂ no estado 1 é comprimido para alta pressão por um compressor até o estado 2. Em seguida, o S-CO₂ de alta pressão entra no recuperador e é aquecido até o estado 3 por uma corrente de S-CO₂ de baixa pressão e, em seguida, é aquecido novamente pelo *heater* até o estado 4. A corrente a alta temperatura e alta pressão se expande na turbina para o estado 5 e, posteriormente, libera calor no recuperador atingindo o estado 6 e, finalmente, é resfriado para o estado 1 no *pre-cooler*.

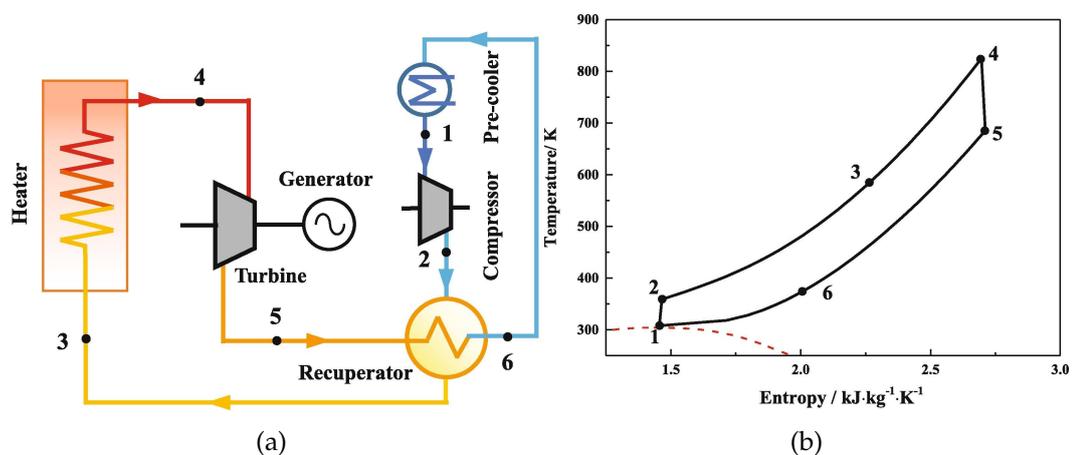


FIGURA 2.5. (a) Ciclo de Recuperação Simples. (b) Diagrama entropia *versus* temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).

2.3.2 Ciclo de Reaquecimento

A Figura 2.6 mostra o ciclo de reaquecimento, onde foi adicionado um aquecedor (*Re-heater*) e uma turbina de baixa pressão (LPT, *low pressure turbine*), quando comparado com o ciclo anterior. Neste ciclo, o S-CO₂ de baixa pressão e baixa temperatura no estado 1 é comprimido a alta pressão até o estado 2 por um compressor, aquecido até o estado 3 no recuperador e sofre mais um aquecimento até a temperatura máxima do processo, estado 4, através do aquecedor principal (*main heater*). O S-CO₂ a alta temperatura e pressão entra na turbina de alta pressão (HPT) e se expande atingindo uma pressão intermediária no estado 5. Saindo da HPT, o S-CO₂ é reaquecido novamente até a temperatura máxima, estado 6, no reaquecedor, e então entra na turbina de baixa pressão (LPT), expandindo para o estado 7. O S-CO₂ de baixa pressão é resfriado até o estado 8 no recuperador e, em seguida, resfriado novamente até o estado 1 no pré-resfriador (*pre-cooler*).

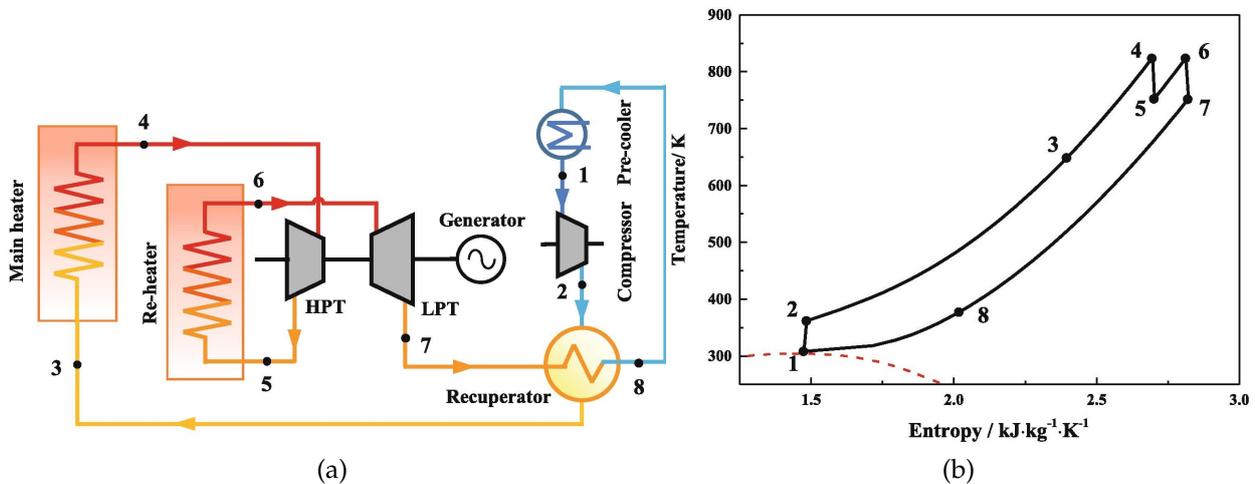


FIGURA 2.6. (a) Ciclo de Reaquecimento. (b) Diagrama entropia *versus* temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).

2.3.3 Ciclo de Recompressão

O diagrama de processo e o gráfico de entropia *versus* temperatura correspondentes ao ciclo de recompressão são mostrados na Figura 2.7. Diferentemente do ciclo

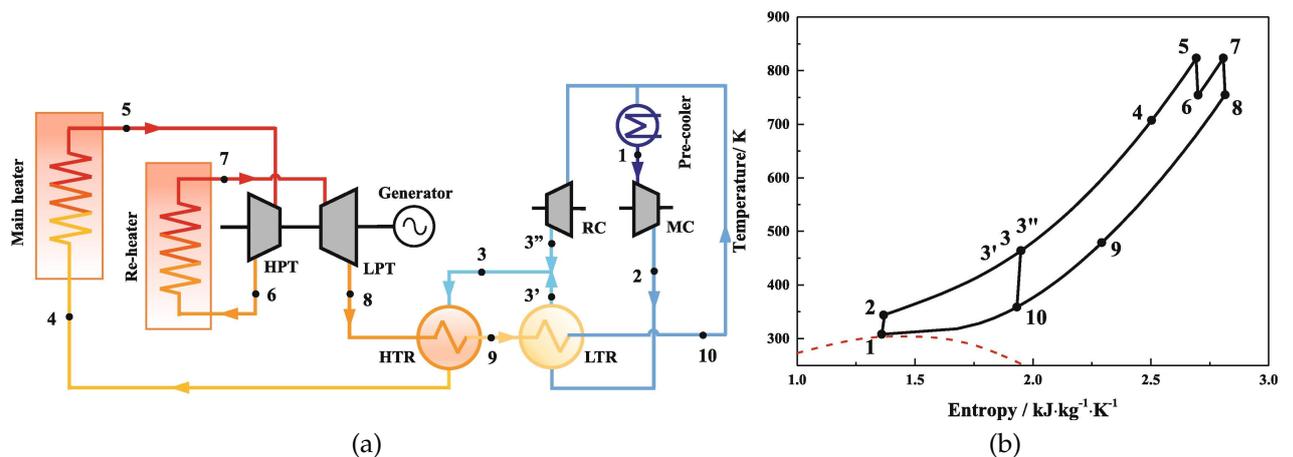


FIGURA 2.7. (a) Ciclo de Recompressão. (b) Diagrama entropia *versus* temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).

de recuperação simples e de reaquecimento, no ciclo de recompressão o recuperador é dividido em duas partes: o recuperador de alta temperatura (HTR) e o recuperador de baixa temperatura (LTR). Além disso, acrescenta-se um compressor adicional (denominado recompressor, RC).

A corrente de baixa pressão que sai do LTR no estado 10 é dividida em duas correntes: uma é resfriada para o estado 1 no *pre-cooler*, comprimida para alta pressão no estado 2 pelo compressor principal (MC) e então aquecida através do LTR até o estado 3'; e o outro fluxo é comprimido a alta pressão para o estado 3'' pelo RC. As duas correntes se misturam para chegar ao estado 3 e entram no HTR recuperando o calor do S-CO₂ de baixa pressão para atingir o estado 4. Depois do S-CO₂ ser aquecido até a temperatura máxima do ciclo através do *main heater*, o S-CO₂ em alta temperatura e pressão (estado 5) entra na HPT e se expande para o estado 6. O S-CO₂ da saída da HPT é reaquecido até a temperatura máxima (estado 7) por meio do reaquecedor e, em seguida, entra na LPT, expandindo para o estado 8. Finalmente, a corrente é resfriada no HTR até o estado 9 e posteriormente no LTR até o estado 10.

No ciclo de recompressão, o fluxo é dividido para compensar a diferença de calor específico (AHN et al., 2015), que é mais alto na corrente do lado frio de alta pressão, combinando com a grande vazão mássica do lado quente de baixa pressão. Isso acontece pois o calor específico do CO₂ no estado supercrítico aumenta com o aumento da pressão (KIM et al., 2018), e para aumentar a capacidade térmica da corrente

é necessário aumentar a vazão mássica.

Assim, em um recuperador normal do ciclo de S-CO₂ que não possui divisão de correntes, o calor específico mínimo está no lado quente, de menor pressão, onde a taxa de transferência de calor máxima possível é avaliada. Para o ciclo de recompressão, a eficácia do HTR é avaliada da mesma forma. No entanto, no LTR, uma vez que a vazão mássica do lado quente e frio são diferentes devido a divisão da corrente realizada pelo *splitter*, passando parte da corrente pelo compressor, a eficácia deve ser avaliada com base na razão de divisão SR (razão entre a vazão mássica no compressor principal e a vazão mássica total). Para diminuir SR , a vazão mássica no lado frio, de maior pressão, é reduzida, diminuindo assim a capacidade calorífica. Portanto, o ciclo de recompressão reduz a diferença na capacidade térmica das correntes do lado frio e do lado quente através da diminuição da vazão mássica da corrente de alta pressão (WANG et al., 2017). Dessa forma, o calor residual é reduzido, maximizando a recuperação de calor e a eficiência térmica (AHN et al., 2015).

2.3.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário

A Figura 2.8 apresenta o ciclo de resfriamento intermediário e o diagrama entropia *versus* temperatura. Este ciclo usa como base o ciclo de recompressão com a adição de um compressor e de um *inter-cooler*. Neste processo, a compressão é realizada em dois estágios, uma abordagem clássica para melhorar a eficiência do ciclo, diminuindo o trabalho de compressão necessário. Além disso, esta configuração desacopla a pressão de entrada do compressor principal da pressão de saída da LPT, o que leva a mais flexibilidade para a operação do processo.

Como no ciclo de recompressão, o CO₂ supercrítico de baixa pressão tem a corrente dividida em dois fluxos na saída do LTR (corrente 10). Um fluxo é comprimido diretamente para a alta pressão no estado 3 pelo RC. O outro fluxo é resfriado ao estado 11 no *pre-cooler* e é primeiro comprimido a uma pressão intermediária até o estado 12 pelo MC1. Em seguida, é resfriado no inter-resfriador (*inter-cooler*) para o estado 1 e, finalmente, comprimido novamente no MC2 para o estado 2.

Da mesma forma, o fluxo de S-CO₂ é dividido para compensar a diferença de

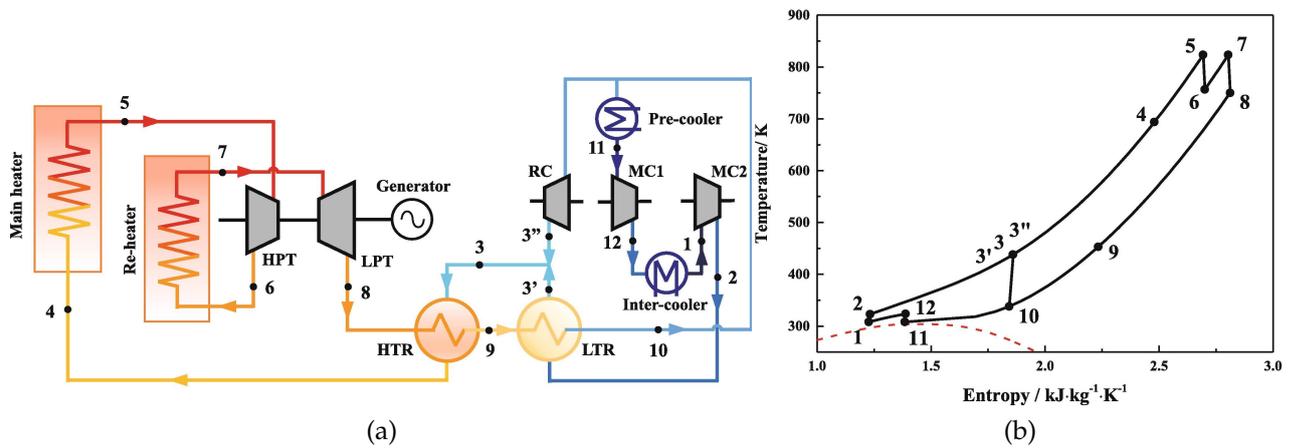


FIGURA 2.8. (a) Ciclo de Resfriamento Intermediário. (b) Diagrama entropia *versus* temperatura. Fonte: Yang et al. (2020).

calor específico no recuperador de baixa temperatura, conforme explicado na Subseção 2.3.3, maximizando a recuperação de calor, reduzindo o calor residual e aumentando a eficiência térmica (AHN et al., 2015).

Capítulo 3

Metodologia

3.1 Escolha das Configurações de Ciclo

A seleção de uma configuração de ciclo adequada é um ponto importante para a aplicação dos ciclos Brayton de S-CO₂ em diversos sistemas. Para que o ciclo alcance alta eficiência térmica, vários métodos têm sido estudados (LIU et al., 2019); esses métodos incluem aumentar a produção de energia da turbina por reaquecimento, aumentar a recuperação de calor no recuperador por recompressão ou pré-compressão e reduzir o consumo de energia do compressor por resfriamento intermediário ou resfriamento parcial (YANG et al., 2020).

No presente trabalho foram estudadas quatro diferentes configurações, incluindo o ciclo de recuperação simples, o ciclo de reaquecimentos, o ciclo de recompressão e o ciclo de resfriamento intermediário, conforme explicado na Seção 2.3. Devido ao fato do reaquecimento ser uma abordagem clássica para melhorar a eficiência do ciclo (WANG et al., 2017), os métodos de recompressão e de resfriamento intermediário são incorporados ao de reaquecimento.

3.2 Simulação dos sistemas

As simulações dos diferentes ciclos de potência foram realizadas utilizando o software iiSE (*Industrial Integrated Simulation Environment*), que representa a nova geração de simuladores para processos químicos, petroquímicos e de conversão de ener-

gia, com estrutura baseada em equações. A equação de estado utilizada para calcular as propriedades do CO₂ foi a PR (*Peng-Robinson*), conforme recomendado pela DNV (2010) (*Det Norske Veritas*).

Para simplificar a simulação dos sistemas foram feitas as seguintes considerações:

1. processo em estado estacionário;
2. a queda de pressão e a dissipação de calor em tubos, componentes e trocadores de calor do ciclo são desprezadas;
3. as turbinas e os compressores têm eficiências isentrópicas definidas;
4. a eficiência dos diferentes ciclos foi calculada para uma potência nominal de 10 MW. Nas configurações que apresentam mais de uma turbina, a soma de suas potências é igual a este valor;
5. foi considerada uma vazão mássica de 85 kg/s para a simulação inicial dos ciclos;
6. uma diferença de temperatura do ponto de *Pinch* de 15°C é adotada nos trocadores de calor.

Uma variável muito importante na análise da recuperação energética de processos é a diferença de temperatura do ponto de *Pinch* dos recuperadores (KIM et al., 2018), que corresponde à diferença de temperatura mínima entre dois fluidos dentro de um trocador de calor e será representada por ΔT_{pinch} . Para representar um recuperador no software iiSE, foram inseridos dois equipamentos: um *cooler* e um *heater*. No *heater* passa a corrente fria do processo e no *cooler* passa a corrente quente. Para simular a troca de calor entre as correntes, as fontes de energia de ambos equipamentos foram especificadas como iguais na forma de uma equação de igualdade, forçando a integração energética do equipamento real.

Os dados utilizados para realizar a simulação inicial dos sistemas foram retirados do artigo Yang et al. (2020), conforme a Tabela 3.1, e os dados específicos de cada ciclo serão descritos nas seções a seguir.

TABELA 3.1. Principais especificações para as quatro configurações do ciclos Brayton de S-CO₂ estudados.

Parâmetros	Valor	Unidade
Potência de saída, W_{out}	10	MW
Pressão mínima do ciclo, P_{min}	7,6	MPa
Pressão máxima do ciclo, P_{max}	25,0	MPa
Temperatura de entrada do compressor, $T_{in,C}$	35	°C
Temperatura de entrada da turbina, $T_{in,T}$	550	°C
Eficiência isentrópica da turbina, $\eta_{ise,T}$	93	%
Eficiência isentrópica do compressor, $\eta_{ise,C}$	89	%
Diferença de temperatura de <i>Pinch</i> no recuperador, ΔT_{pinch}	15	°C

Vale ressaltar que, por fazer mais sentido do ponto de vista operacional, as especificações de temperatura do compressor e da turbina foram substituídas pelas pressões correspondentes após a primeira simulação ser convergida.

3.2.1 Ciclo de Recuperação Simples

Para realizar a simulação do ciclo de recuperação simples foram utilizados os dados da Tabela 3.2, além dos parâmetros gerais citados anteriormente. Após inserir todos os dados no iiSE, o número de especificações ficou maior que o número de equações, fazendo com que o número de graus de liberdade inicial ficasse menor que zero. Para zerar esse número foram escolhidas 2 variáveis para serem calculadas pelo simulador: a temperatura de saída do recuperador (T_{out} Recuperador) e a pressão de descarga da turbina (P_{out} Turbina).

TABELA 3.2. Parâmetros de entrada do ciclo de Recuperação Simples.

Parâmetros	Corrente	Valor	Unidade
T_{saida} Pre-cooler	1	35	°C
T_{saida} Compressor	2	87	°C
T_{saida} Recuperador	3	307	°C
T_{saida} Heater	4	550	°C
T_{saida} Turbina	5	477	°C
T_{saida} Recuperador 2	6	97	°C

O fluxograma do ciclo de Recuperação Simples contruído no iiSE é apresentado

na Figura 3.1.

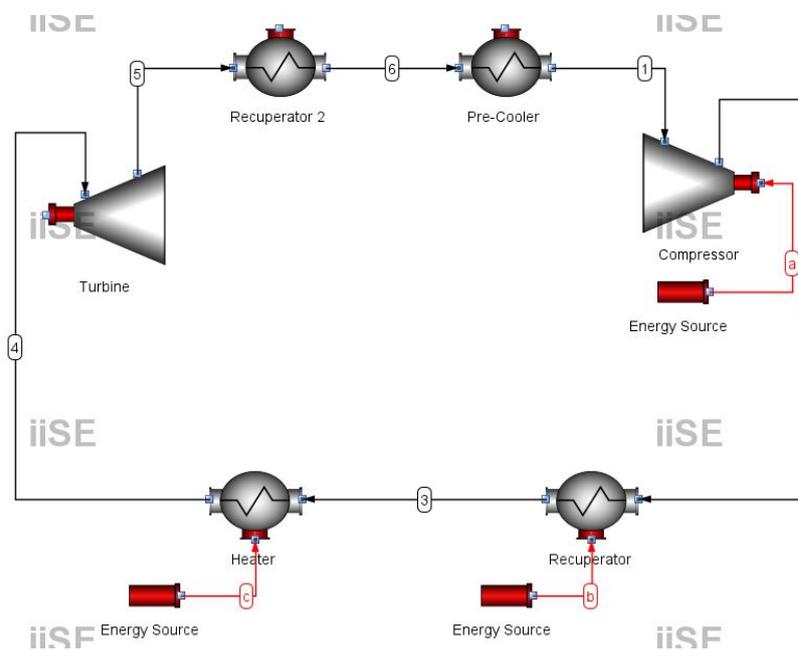


FIGURA 3.1. Fluxograma do ciclo de Recuperação Simples simulado no iiSE.

Para o ciclo de Recuperação Simples os ΔT_{Pinch} dos recuperadores foram calculados através das seguintes equações:

$$\Delta T_{Pinch_f} \text{ Recuperador} = T_{out} \text{ Recuperador2} - T_{in} \text{ Recuperador} \quad (3.1)$$

$$\Delta T_{Pinch_q} \text{ Recuperador} = T_{in} \text{ Recuperador2} - T_{out} \text{ Recuperador} \quad (3.2)$$

onde $\Delta T_{Pinch_f} \text{ Recuperador}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes frias do recuperador e $\Delta T_{Pinch_q} \text{ Recuperador}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes quentes do recuperador.

3.2.2 Ciclo de Reaquecimento

A simulação do Ciclo de Reaquecimento foi realizada a partir dos dados contidos na tabela Tabela 3.3, além dos parâmetros de entrada citados na Tabela 3.1. Novamente, após inserir todas as especificações no simulador, o número de graus de liberdade inicial ficou menor que zero. Então, optou-se por liberar a especificação da

temperatura de saída do recuperador (T_{out} Recuperador) e a pressão de descarga da turbina de baixa pressão (P_{out} LPT), para serem calculadas pelo simulador.

TABELA 3.3. Parâmetros de entrada do ciclo de Reaquecimento.

Parâmetros	Corrente	Valor	Unidade
T_{saida} Pre-cooler	1	35	°C
T_{saida} Compressor	2	87	°C
T_{saida} Recuperador	3	377	°C
T_{saida} Main Heater	4	550	°C
T_{saida} HPT	5	477	°C
T_{saida} Re-heater	6	550	°C
T_{saida} LPT	7	477	°C
T_{saida} Recuperador 2	8	97	°C

O fluxograma do Ciclo de Reaquecimento é mostrado na Figura 3.2.

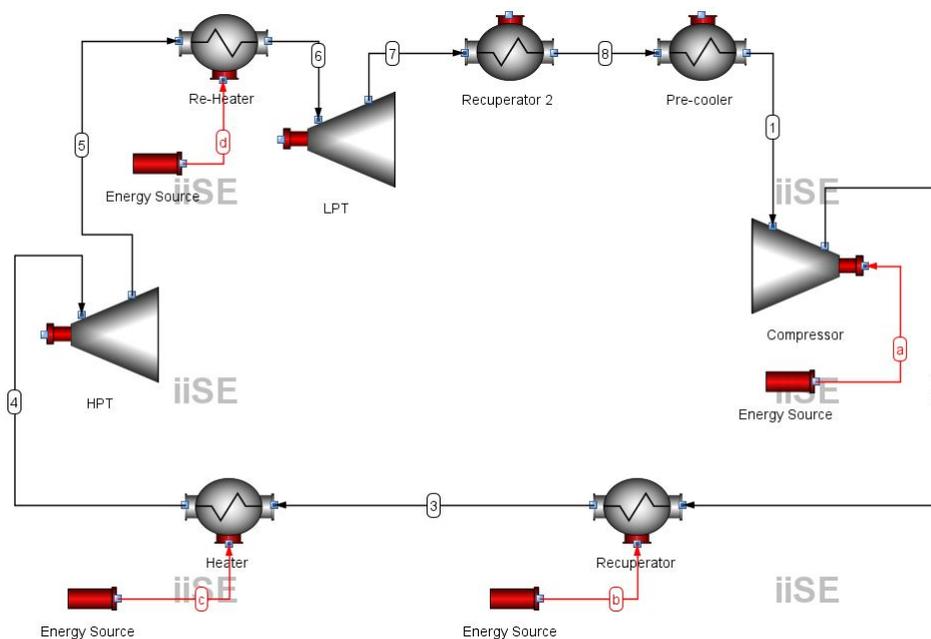


FIGURA 3.2. Fluxograma do ciclo de Reaquecimento simulado no iiSE.

Para o ciclo de Reaquecimento os ΔT_{Pinch} dos recuperadores foram calculados de forma similar à Equação 3.1 e à Equação 3.2.

3.2.3 Ciclo de Recompressão

Partindo dos dados indicados na Tabela 3.4 e dos parâmetros iniciais contidos na Tabela 3.1, foi realizada a simulação do Ciclo de Recompressão. Para que os graus de liberdade da simulação fossem respeitados, as variáveis a seguir não foram especificadas: temperatura de saída do HTR (T_{out} HTR), temperatura de saída do HTR 2 (T_{out} HTR 2) e pressão de saída do LPT (P_{out} LPT).

TABELA 3.4. Parâmetros de entrada do ciclo de Recompressão.

Parâmetros	Corrente	Valor	Unidade
T_{saida} Pre-cooler	1	35	°C
T_{saida} MC	2	67	°C
T_{saida} LTR	3'	177	°C
T_{saida} RC	3''	177	°C
T_{saida} HTR	4	177	°C
T_{saida} Main Heater	5	550	°C
T_{saida} HPT	6	477	°C
T_{saida} Re-heater	7	550	°C
T_{saida} LPT	8	477	°C
T_{saida} HTR 2	9	97	°C
T_{saida} LTR 2	10	97	°C

O fluxograma do Ciclo de Recompressão construído no simulador iiSE pode ser visto na Figura 3.3.

Para o ciclo de Recompressão, os ΔT_{Pinch} dos recuperadores foram calculados através das seguintes equações:

$$\Delta T_{Pinch_f LTR} = T_{out LTR2} - T_{in LTR} \quad (3.3)$$

$$\Delta T_{Pinch_q LTR} = T_{in LTR2} - T_{out LTR} \quad (3.4)$$

$$\Delta T_{Pinch_f HTR} = T_{out HTR2} - T_{in HTR} \quad (3.5)$$

$$\Delta T_{Pinch_q HTR} = T_{in HTR2} - T_{out HTR} \quad (3.6)$$

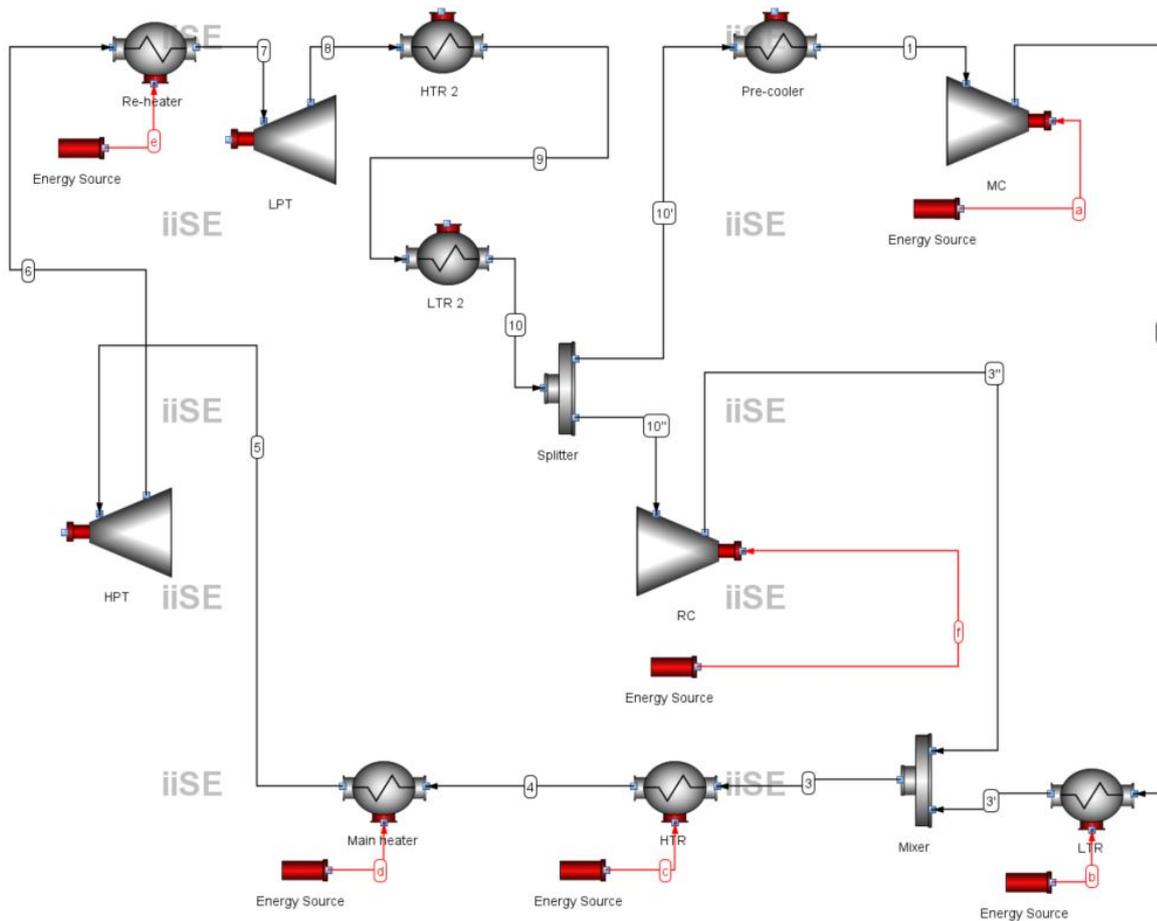


FIGURA 3.3. Fluxograma do ciclo de Recompressão simulado no iiSE.

onde $\Delta T_{Pinch_f LTR}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes frias do LTR, $\Delta T_{Pinch_q LTR}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes quentes do LTR, $\Delta T_{Pinch_f HTR}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes frias do HTR e $\Delta T_{Pinch_q HTR}$ corresponde à diferença de temperatura entre as correntes quentes do HTR.

3.2.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário

A partir dos dados contidos na Tabela 3.5 e dos parâmetros iniciais apresentados na Tabela 3.1, foi realizada a simulação do Ciclo de Resfriamento Intermediário. Novamente, para respeitar os graus de liberdade do sistema de equações gerado pela simulação, optou-se por liberar a especificação de temperatura de saída do HTR ($T_{out HTR}$), a pressão de saída do LPT ($P_{out LPT}$), e a pressão de saída do MC 1 ($P_{out MC 1}$).

TABELA 3.5. Parâmetros de entrada do ciclo de Resfriamento Intermediário.

Parâmetros	Corrente	Valor	Unidade
T_{saida} <i>Inter-cooler</i>	1	35	°C
T_{saida} MC 2	2	47	°C
T_{saida} LTR	3'	167	°C
T_{saida} RC	3''	167	°C
T_{saida} HTR	4	427	°C
T_{saida} <i>Main Heater</i>	5	550	°C
T_{saida} HPT	6	477	°C
T_{saida} <i>Re-heater</i>	7	550	°C
T_{saida} LPT	8	467	°C
T_{saida} HTR 2	9	177	°C
T_{saida} LTR 2	10	52	°C
T_{saida} <i>Pre-cooler</i>	11	35	°C
T_{saida} MC 1	12	47	°C

O fluxograma do ciclo de Resfriamento Intermediário encontra-se na Figura 3.4.

Para o ciclo de Resfriamento Intermediário, os ΔT_{Pinch} dos recuperadores podem ser calculados de forma similar à Equação 3.3, à Equação 3.4, à Equação 3.5 e à Equação 3.6.

3.3 Otimização dos sistemas

Partindo dos fluxogramas construídos no iiSE e dos valores iniciais inseridos nas simulações, a otimização da operação dos ciclos foi realizada pela ferramenta *Optimization tool* disponível no software. Nesta ferramenta, é selecionada a opção de maximizar ou minimizar o valor de uma função objetivo, alterando as variáveis especificadas na simulação e respeitando o modelo e restrições adicionadas. Além disso, é possível escolher o método de otimização desejado, e no presente trabalho utilizou-se o método *Nelder-Mead*.

A função objetivo desse estudo foi definida como a eficiência térmica dos ciclos de potência Brayton S-CO₂. Para avaliar a possibilidade de aumento de eficiência térmica dos ciclos, definiu-se como objetivo da otimização a maximização da eficiência,

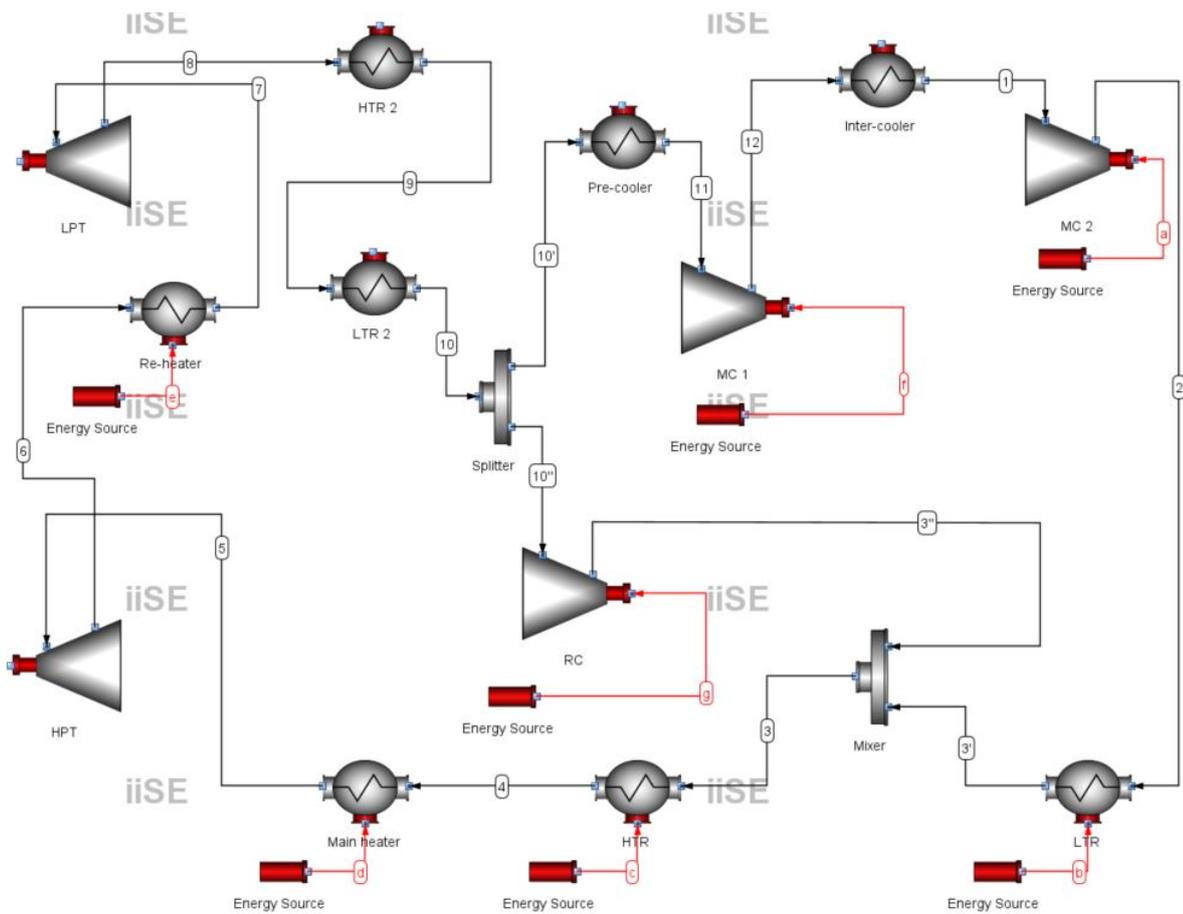


FIGURA 3.4. Fluxograma do ciclo de Resfriamento Intermediário simulado no iiSE.

expressa através da seguinte equação:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{out,T} - W_{in,C}}{Q_{in,H}} \quad (3.7)$$

onde η_{ciclo} representa a eficiência do ciclo, $W_{out,T}$ representa a soma da potência gerada na(s) turbina(s), $W_{in,C}$ representa a soma da potência consumida no(s) compressor(es) e $Q_{in,H}$ representa o calor de entrada do(s) aquecedor(es).

O cálculo da eficiência e da diferença de temperatura dos pontos de *Pinch* foram inseridos dentro de uma calculadora no iiSE, para possibilitar a manipulação dessas variáveis no otimizador. Optou-se por otimizar todas as variáveis que foram especificadas em cada sistema, de forma que o otimizador pudesse chegar ao melhor conjunto possível de dados para maximizar a eficiência definida pela Equação 3.7.

Dessa forma, as Tabelas 3.6 a 3.9 mostram as variáveis que foram manipuladas através da otimização realizada no simulador dos ciclos de Recuperação Simples, Rea-

quecimento, Recompressão e Resfriamento Intermediário.

TABELA 3.6. Variáveis manipuladas ciclo de Recuperação Simples.

Variáveis	Valor mínimo	Valor máximo	Unidade
F_{CO_2}	50	100	kg/s
P_{out} Compressor	7,6	25,0	MPa
T_{out} Recuperador 2	175	219	°C
T_{out} Heater	468	637	°C

TABELA 3.7. Variáveis manipuladas ciclo de Reaquecimento

Variáveis	Valor mínimo	Valor máximo	Unidade
F_{CO_2}	50	100	kg/s
P_{out} Compressor	7,6	25,0	MPa
P_{out} HPT	7,6	25,0	MPa
T_{out} Recuperador 2	60	148	°C
T_{out} Heater	500	605	°C
T_{out} Re-Heater	490	605	°C

TABELA 3.8. Variáveis manipuladas ciclo de Recompressão

Variáveis	Valor mínimo	Valor máximo	Unidade
F_{CO_2}	50	100	kg/s
P_{out} MC	7,6	25,0	MPa
P_{out} HPT	7,6	25,0	MPa
T_{out} LTR	145	238	°C
T_{out} LTR 2	42	112	°C
T_{out} Main Heater	495	605	°C
T_{out} Re-Heater	495	605	°C
ϕ_1 Splitter	0,1	0,9	-

Contudo, percebeu-se que as otimizações levavam as variáveis de operação a valores inviáveis de pressão, temperatura, calor e eficiência. Então foi necessário a inserção de restrições a serem respeitadas pelo otimizador, conforme descrito na Tabela 3.10.

As restrições de pressão das turbinas e compressores foram determinadas com base nas pressões mínima e máxima para o ciclo de S-CO₂ encontradas na literatura

TABELA 3.9. Variáveis manipuladas ciclo de Resfriamento Intermediário

Variáveis	Valor mínimo	Valor máximo	Unidade
F_{CO_2}	50	100	kg/s
P_{out} MC 2	7,6	25,0	MPa
P_{out} HPT	7,6	25,0	MPa
T_{out} LTR	145	238	°C
T_{out} LTR 2	19	84	°C
T_{out} HTR 2	150	244	°C
T_{out} Main Heater	495	605	°C
T_{out} Re-Heater	495	605	°C
ϕ_1 Splitter	0,1	0,9	-

TABELA 3.10. Variáveis com restrições.

Restrições	Valor mínimo	Valor máximo	Unidade
P_{out} Turbinas	7,6	25,0	MPa
P_{out} Compressores	7,6	25,0	MPa
Q_{in} Heaters	0	-	MW
ΔT Recuperadores	-	300	°C
ΔT_{Pinch} Recuperadores	15	-	°C

(YANG et al., 2020), pois abaixo desse limite o dióxido de carbono pode sair da região supercrítica, que corresponde a T_c de 30,99 °C e a P_c de 7,375 MPa (CHERIC, 2021). Da mesma forma, o valor mínimo de ΔT_{Pinch} Recuperadores e o limite superior de ΔT Recuperadores foi inserido conforme o trabalho de Yang et al. (2020). A restrição de calor mínimo nos *heaters* igual a zero foi necessária devido à otimização muitas vezes chegar a valores negativos para essa variável, pois, de acordo com a Equação 3.7, quanto menor o Q_{in} dos *heaters*, maior a eficiência. Porém, um valor negativo de calor mostra-se fisicamente inviável nesse sistema.

Capítulo 4

Resultados e Discussão

Neste capítulo, serão apresentados os resultados referentes às simulações otimizadas das quatro configurações do ciclo Brayton de dióxido de carbono supercrítico, bem como a comparação das eficiências dos diferentes ciclos e a validação dos resultados obtidos.

4.1 Otimização

4.1.1 Ciclo de Recuperação Simples

A Tabela 4.1 relata os valores obtidos para as principais variáveis após a simulação e otimização do ciclo de Recuperação Simples. Verificou-se através da análise

TABELA 4.1. Resultado da simulação otimizada do ciclo de Recuperação Simples.

Variáveis	Valor	Unidade	Variáveis	Valor	Unidade
F_{CO_2}	56,6	kg/s	P_{out} Turbina	7,6	MPa
P_{out} Compressor	25,0	MPa	W_{out} Turbina	10	MW
W_{in} Compressor	2,75	MW	Q_{out} Pre-cooler	12,4	MW
T_{out} Recuperador	356,5	°C	ΔT_{Pinch_f} Recuperador	60,7	°C
T_{out} Recuperador 2	179,4	°C	ΔT_{Pinch_q} Recuperador	122,7	°C
T_{out} Heater	632,5	°C	$\eta_{rec-simples}$	36,8	%
Q_{in} Heater	19,7	MW			

destes resultados que, para o ciclo de recuperação simples, as pressões mínima e má-

xima chegaram no limite, 7,6 e 25 MPa respectivamente, e mesmo assim os ΔT_{Pinch} Recuperadores ficaram longe de 15 °C, indicando que a recuperação não foi tão eficiente. Dessa forma foi necessário mais calor entrando no sistema através do *heater*, 19,7 MW, e mais calor sendo removido no *Pre-cooler*, 12,4 MW, acarretando em uma eficiência de 36,8 %.

4.1.2 Ciclo de Reaquecimento

Os valores obtidos para as principais variáveis, depois de otimizar a simulação do ciclo de Reaquecimento, estão contidos na Tabela 4.2.

TABELA 4.2. Resultado da simulação otimizada do ciclo de Reaquecimento.

Variáveis	Valor	Unidade	Variáveis	Valor	Unidade
F_{CO_2}	62,1	kg/s	T_{out} Re-Heater	494,8	°C
P_{out} Compressor	25,0	MPa	Q_{in} Re-Heater	3,77	MW
W_{in} Compressor	3,0	MW	P_{out} HPT	11,6	MPa
T_{out} Recuperador	356,3	°C	W_{out} HPT	6,55	MW
T_{out} Recuperador 2	144,3	°C	P_{out} LPT	7,6	MPa
T_{out} Heater	539,2	°C	W_{out} LPT	3,45	MW
Q_{in} Heater	14,3	MW	ΔT_{Pinch_f} Recuperador	25,7	°C
Q_{out} Pre-cooler	11,1	MW	ΔT_{Pinch_q} Recuperador	87,8	°C
$\eta_{reaquecimento}$	38,62	%			

A partir dos resultados, pode-se verificar que, para o ciclo de reaquecimento, as pressões mínima e máxima também chegaram no limite, já o ΔT_{Pinch_f} Recuperador ficou mais próximo de 15 °C, indicando que a recuperação foi mais eficiente do que no ciclo anterior. O calor de entrada do *heater* e do *re-heater*, somados, foi menor e igual a 18,1 MW, e o trabalho do compressor foi de 3 MW, semelhante ao trabalho da configuração de recuperação simples, gerando em uma eficiência de 38,6 %.

4.1.3 Ciclo de Recompressão

Após a simulação e otimização do ciclo de recompressão, os valores obtidos para as principais variáveis são demonstrados na Tabela 4.3.

TABELA 4.3. Resultado da simulação otimizada do ciclo de Recompressão.

Variáveis	Valor	Unidade	Variáveis	Valor	Unidade
F_{CO_2}	99,6	kg/s	$T_{out} Main Heater$	604,9	°C
ϕ_1	0,109	-	$Q_{in} Main Heater$	16,5	MW
$P_{out} MC$	25,0	MPa	$T_{out} Re-Heater$	559,2	°C
$W_{in} MC$	1,54	MW	$Q_{in} Re-Heater$	2,11	MW
$P_{out} RC$	25,0	MPa	$P_{out} HPT$	15,73	MPa
$W_{in} RC$	0,29	MW	$W_{out} HPT$	7,98	MW
$T_{out} LTR$	232,57	°C	$P_{out} LPT$	13,94	MPa
$T_{out} HTR$	487	°C	$W_{out} LPT$	2,02	MW
$T_{out} LTR 2$	65,8	°C	$\Delta T_{Pinch_f} LTR$	15,0	°C
$T_{out} HTR 2$	252,1	°C	$\Delta T_{Pinch_q} LTR$	19,5	°C
$W_{out} Pre-cooler$	10,5	MW	$\Delta T_{Pinch_f} HTR$	36,3	°C
$\eta_{recompressao}$	43,8	%	$\Delta T_{Pinch_q} HTR$	56,4	°C

Com os valores obtidos observou-se que, para o ciclo de recompressão, a pressão máxima chegou no limite de 25 MPa, porém a pressão mínima ficou acima do limite, aproximadamente 14 MPa. O $\Delta T_{Pinch_f} LTR$ atingiu o limite de 15 °C, e o $\Delta T_{Pinch_q} LTR$ ficou mais próximo de 15 °C, o que indica que a recuperação foi mais eficiente do que no ciclo anterior. O calor de entrada do *main heater* e do *re-heater*, somados, foi levemente maior, 18,6 MW, porém o trabalho dos compressores somados foi de 1,83 MW, menor que o trabalho de compressão das configurações anteriores, levando a uma eficiência maior, de 43,8 %.

4.1.4 Ciclo de Resfriamento Intermediário

Os valores das principais variáveis resultantes da otimização do ciclo de Resfriamento intermediário estão listados na Tabela 4.4.

TABELA 4.4. Resultado da simulação otimizada do ciclo de Resfriamento Intermediário.

Variáveis	Valor	Unidade	Variáveis	Valor	Unidade
F_{CO_2}	80,1	kg/s	T_{out} HTR 2	206,0	°C
ϕ_1	0,105	-	T_{out} Main Heater	560,4	°C
P_{out} MC 1	25,0	MPa	Q_{in} Main Heater	12,8	MW
W_{in} MC 1	1,59	MW	T_{out} Re-Heater	526,4	°C
P_{out} MC 2	25,0	MPa	Q_{in} Re-Heater	4,74	MW
W_{in} MC 2	0,023	MW	P_{out} HPT	13,6	MPa
P_{out} RC	25,0	MPa	W_{out} HPT	7,87	MW
W_{in} RC	0,256	MW	P_{out} LPT	11,45	MPa
T_{out} LTR	191	°C	W_{out} LPT	2,13	MW
T_{out} HTR	446,5	°C	ΔT_{Pinch_f} LTR	15,0	°C
T_{out} LTR 2	50,3	°C	ΔT_{Pinch_q} LTR	15,0	°C
W_{out} Pre-cooler	5,4	MW	ΔT_{Pinch_f} HTR	27,5	°C
W_{out} Inter-cooler	4,0	MW	ΔT_{Pinch_q} HTR	58,5	°C
$\eta_{resfriamento}$	46,4	%			

Partindo dos resultados da simulação foi possível observar que, para o ciclo de resfriamento intermediário, a pressão máxima também chegou no limite de 25 MPa. Já a pressão mínima foi de 11,4 MPa, acima do limite, porém abaixo da pressão mínima do ciclo de recompressão, o que pode ser explicado pela menor temperatura de trabalho do ciclo de resfriamento intermediário, devido ao fato de possuir um *cooler* a mais.

Em relação à recuperação de calor, o ΔT_{Pinch_f} LTR e o ΔT_{Pinch_q} LTR chegaram ao limite de 15 °C, o que indica que a recuperação foi a mais eficiente de todos os ciclos. Isso se deve à combinação da compressão realizada pelo MC1 e da redução de temperatura realizada pelo *inter-cooler*, possibilitando que a corrente de entrada do MC2 esteja mais próxima da pressão máxima com uma temperatura menor, quando comparado com o ciclo de recompressão. Isto resulta em uma temperatura de saída de MC2, e conseqüentemente de entrada do LTR, também menor, de 35,3 °C, frente à 50,8 °C do ciclo de recompressão, gerando um ΔT maior no recuperador. Embora o trabalho dos compressores somados foi de 1,87 MW, ligeiramente maior que o trabalho na configuração anterior, o calor de entrada do *main heater* e do *re-heater*, somados, foi menor e igual a 17,54 MW, o que resultou no ciclo de maior eficiência, 46,4 %.

4.2 Comparativo entre ciclos

Nessa seção serão analisados e comparados os resultados de cada uma das configurações do ciclo Brayton otimizadas nesse trabalho.

4.2.1 Condições de configuração

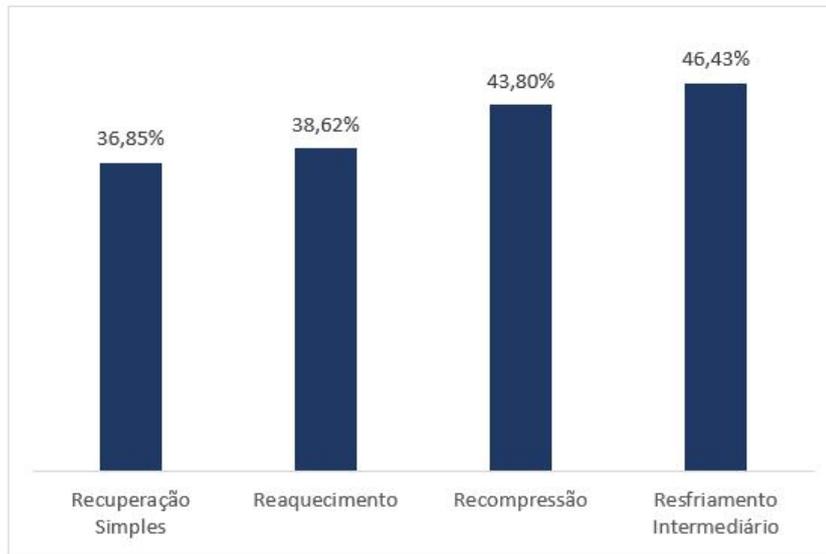
Partindo dos resultados encontrados, pode-se notar que a eficiência térmica do ciclo de resfriamento intermediário é a mais alta, enquanto a do ciclo de recuperação simples é a mais baixa. Isso se deve ao fato de que o ciclo de resfriamento intermediário possui mais equipamentos para realizar o reaproveitamento de energia, diminuindo o gasto de potência tanto no compressor quanto na turbina e nos *heaters*.

Embora o ciclo de recuperação simples possa recuperar grande quantidade de calor residual, sua eficiência ainda é limitada pelo problema do ponto de *pinch* da temperatura no recuperador. Este impasse é causado pela grande diferença na capacidade térmica entre as correntes de S-CO₂ de alta e baixa pressão, conforme explicado na Subseção 2.3.3. Portanto, a diferença na capacidade térmica entre o fluxo de alta pressão e o fluxo de baixa pressão deve ser reduzida para evitar esse problema e maximizar a troca térmica.

4.2.2 Avaliação da eficiência dos ciclos otimizados

O processo de reaquecimento é sempre benéfico para aumentar a produção de energia da turbina e assim alcançar maior eficiência de ciclo. Dessa forma, a eficiência do ciclo de reaquecimento é sempre maior do que a do ciclo recuperativo simples. A integração do processo de recompressão tende a aumentar significativamente a recuperação de calor nos recuperadores e, por consequência, reduzir a absorção de calor externo, aumentando a eficiência do ciclo. E por fim, a inclusão do processo de resfriamento intermediário diminui a temperatura média na qual o calor é adicionado, o que também leva à redução de absorção de calor nos *heaters*, e ao aumento da recuperação de calor, resultando no ciclo de maior eficiência, como pode ser observado na

Figura 4.1.

FIGURA 4.1. Eficiência dos ciclos Brayton de S-CO₂ otimizados.

Vale ressaltar que, nesse trabalho, não foram avaliados os gastos envolvidos na adição de novos equipamentos aos sistemas, logo, é necessário realizar a avaliação econômica do ganho obtido através do aumento da eficiência *versus* o custo dos equipamentos.

4.3 Validação do modelo

A fim de validar a simulação e otimização dos ciclos de potência Brayton de S-CO₂, os resultados de eficiência são comparados com aqueles publicados no artigo utilizado como referência para esse trabalho (YANG et al., 2020), como pode ser observado na Tabela 4.5. A comparação dos resultados é satisfatória, conforme esperado, pois partiu-se dos mesmos dados e premissas iniciais.

A pequena diferença na eficiência da configuração de resfriamento intermediário pode ser explicada devido ao fato dos autores (YANG et al., 2020) realizarem os cálculos com base em um fluxograma do processo de cálculo e a otimização utilizando o algoritmo genético (AG), enquanto este trabalho utilizou o software iiSE e o método

TABELA 4.5. Validação dos valores de eficiência encontrados.

Configuração	Este estudo	Yang et al. (2020)
Recuperação Simples	36,85 %	36,92 %
Reaquecimento	38,62 %	38,52 %
Recompressão	43,80 %	43,8 %
Resfriamento Intermediário	46,43 %	44,28 %

de otimização Nelder-Mead para obtenção dos resultados.

A razão de divisão SR ficou em torno de 0,89 tanto no ciclo de recompressão quanto no ciclo de resfriamento. Quando é realizada a comparação com o trabalho de Yang et al. (2020), que apresenta uma razão de divisão em torno de 0,64, percebe-se que a otimização desse estudo resultou em uma maior vazão mássica da corrente fria de alta pressão passando pelo LTR, o que faz com que a diferença na capacidade térmica das correntes fria e quente seja maior, gerando menos troca de calor. Porém, a eficiência encontrada para ambos os ciclos foi muito próxima à do artigo de referência.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos Futuros

5.1 Conclusões

No presente trabalho foram analisadas as eficiências de quatro configurações do ciclo Brayton de CO₂ supercrítico: o ciclo de Recuperação simples, o ciclo de Reaquecimento, o ciclo de Recompressão e o ciclo de Resfriamento Intermediário. Para isto, foram realizadas simulações utilizando os dados coletados da literatura (YANG et al., 2020) e o simulador de processos iiSE. Partindo dos valores preliminares encontrados nas simulações, realizou-se a otimização de cada sistema, considerando restrições típicas de operação dos equipamentos e da própria simulação, tendo como objetivo a maximização da eficiência.

Para um ciclo de potência nominal igual a 10 MW, a configuração de maior eficiência foi do Ciclo de Resfriamento Intermediário, seguido do Ciclo de Recompressão, após o ciclo de Reaquecimento, e por fim, o Ciclo de Recuperação Simples, sendo as eficiências encontradas de: 46,43 %, 43,80 %, 38,62 % e 36,85 % respectivamente. Estes valores se mostram satisfatórios quando comparados com a eficiência típica de ciclos de potência a vapor que raramente ultrapassa 40 % (KEMP, 2007).

A partir dos resultados da otimização das simulações, pode-se verificar que o reaquecimento e o resfriamento só aumentam a eficiência térmica se forem acompanhados por recuperação. Isso ocorre porque o resfriamento intermediário diminui a temperatura média na qual o calor é adicionado, e o reaquecimento aumenta a temperatura média na qual o calor é rejeitado. Portanto, o resfriamento e o reaquecimento

devem sempre ser usados em conjunto com a recuperação.

Observou-se que, para operar o ciclo de forma eficiente, as capacidades de calor do fluxo quente e frio do recuperador devem ser equiparadas. Para isso, o fluxo é dividido e o alto calor específico na corrente do lado frio de maior pressão é combinado com a grande vazão mássica do lado quente de menor pressão. Assim, a recuperação de calor é maximizada e o calor residual é reduzido, explicando as eficiências maiores nos ciclos de recompressão e resfriamento intermediário.

Outro ponto verificado é em relação ao aumento do número de estágios de compressão e expansão, que resultam em um aumento na eficiência térmica. Porém, a contribuição de cada estágio adicional para a eficiência térmica é cada vez menor, e o uso de mais de dois ou três estágios pode não ser justificado economicamente. Então, as otimizações realizadas neste estudo permitem concluir que o ciclo mais eficiente é o de resfriamento intermediário, porém é também o ciclo que envolve mais investimento financeiro.

5.2 Trabalhos Futuros

Futuramente, a realização de um estudo de viabilidade financeira é importante para possibilitar a escolha da melhor configuração para cada aplicação. Além disso, pode-se estudar diferentes fontes de calor para o ciclo de potência de S-CO₂ e analisar a eficiência térmica obtida para cada uma delas.

E, por fim, outro tópico interessante para explorar é o de ciclos combinados, podendo acoplar o ciclo Brayton ao ciclo Rankine, empregando diferentes fluidos de trabalho.

Referências Bibliográficas

- AHN, Y.; BAE, S. J.; KIM, M.; CHO, S. K.; BAIK, S.; LEE, J. I.; CHA, J. E. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, v. 47, n. 6, p. 647–661, 2015. ISSN 1738-5733.
- CHERIC. *Pure Component Properties*. 2021. Disponível em: <<https://www.cheric.org/research/kdb/hcprop/cmprch.php>>.
- DNV. *Recommended Practice DNV-RP-J202; Design and operation of CO₂ pipelines*. 2010. Disponível em: <<http://rules.dnvg1.com/docs/pdf/DNV/codes/docs/2010-04/RP-J202.pdf>>.
- DUNHAM, M. T.; IVERSON, B. D. High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 30, p. 758–770, 2014. ISSN 1364-0321.
- IEA. *Data and statistics*. 2021. Disponível em: <<https://www.iea.org/data-and-statistics/>>.
- KAUSHIK, S. C.; TYAGI, S. K.; KUMAR, P. Finite time thermodynamic analysis of brayton cycle. In: *Finite Time Thermodynamics of Power and Refrigeration Cycles*. Cham: Springer International Publishing, 2017. p. 37–55. ISBN 978-3-319-62812-7.
- KEMP, I. C. 5 - Utilities, heat and power systems. In: *Pinch Analysis and Process Integration (Second Edition)*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. p. 161–211. ISBN 978-0-7506-8260-2.
- KIM, M.-H.; PETERSEN, J.; BULLARD, C. W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 30, n. 2, p. 119–174, 2004. ISSN 0360-1285.
- KIM, S.; CHO, Y.; KIM, M. S.; KIM, M. Characteristics and optimization of supercritical CO₂ recompression power cycle and the influence of pinch point temperature difference of recuperators. *Energy*, v. 147, p. 1216–1226, 2018. ISSN 0360-5442.
- KORETSKY, M. D. *Termodinâmica Para Engenharia Química*. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2007. ISBN 9788521615309.

- LIAO, G.; LIU, L.; E, J.; ZHANG, F.; CHEN, J.; DENG, Y.; ZHU, H. Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review. *Energy Conversion and Management*, v. 199, p. 111986, 2019. ISSN 0196-8904.
- LIU, Y.; WANG, Y.; HUANG, D. Supercritical CO₂ brayton cycle: A state-of-the-art review. *Energy*, v. 189, p. 115900, 2019. ISSN 0360-5442.
- SARKAR, J. Review and future trends of supercritical CO₂ rankine cycle for low-grade heat conversion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 48, p. 434–451, 2015. ISSN 1364-0321.
- WANG, K.; HE, Y.-L.; ZHU, H.-H. Integration between supercritical CO₂ brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts. *Applied Energy*, v. 195, p. 819–836, 2017. ISSN 0306-2619.
- YANG, J.; YANG, Z.; DUAN, Y. Part-load performance analysis and comparison of supercritical CO₂ brayton cycles. *Energy Conversion and Management*, v. 214, p. 112832, 2020. ISSN 0196-8904.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 2 Penn Plaza, New York, NY 10121: McGraw-Hill Education, 2014. ISBN 9780073398174.