CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

JHONY GUIMARÃES LOPES

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2 DE UMA PLATAFORMA FPSO

São Bernardo do Campo

2022

JHONY GUIMARÃES LOPES

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2 DE UMA PLATAFORMA FPSO

Dissertação de Mestrado, apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

São Bernardo do Campo

2022

Lopes, Jhony Guimarães.
Análise exergética de um sistema de compressão de CO2 de uma plataforma FPSO / Jhony Guimarães Lopes. São Bernardo do Campo, 2021.
146 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

1. Sistema. 2. Compressão. 3. CO2. 4. FPSO. 5. Exergia. I. Neto, Cyro Albuquerque, orient. II. Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

centro universitário FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA EXAMINADORA

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

Mestrado

PGM-10

Aluno: Jhony Guimarães Lopes **Matrícula:** 218304-4

Título do Trabalho: Análise exergética de um sistema de compressão de CO2 de uma plataforma FPSO.

Área de Concentração: Sistemas Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Data da realização da defesa: 21/12/2021

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

Os membros avaliaram o trabalho como muito bom, dentro do estado da arte do tema.

Foi aprovado por unanimidade.

São Bernardo do Campo, / / .

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto	Ass.: _____
Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady	Ass.: _____
Prof. Dr. Daniel Alexander Flórez-Orrego	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

Dedico à minha querida noiva e aos meus pais por todo apoio.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos professores Dr. Cyro Albuquerque Neto e Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello por todo o suporte dado e conhecimentos transmitidos durante todo o período de elaboração desta dissertação.

Ao Dr. Daniel A. Flórez-Orrego pelas orientações e conselhos que muito contribuíram para o resultado deste trabalho.

Ao Centro Universitário da FEI pela bolsa de mérito a mim agraciada e por toda a infraestrutura disponibilizada.

Serei eternamente grato aos meus pais, aos meus amigos e à minha companheira, Ana Paula da Silva Gomes, que me apoiaram e me deram forças para finalizar este trabalho apesar de todas as adversidades.

“Success is to be measured not so much by the position that one has reached in life as by the obstacles which he has overcome while trying to succeed.”

Booker T. Washington

RESUMO

A descoberta do pré-sal e os investimentos em sua exploração impulsionaram a produção de petróleo e gás natural brasileira a figurar entre as dez maiores do mundo em 2019. As Unidades Flutuantes de Produção e Transferência de Petróleo e Gás Natural (FPSO) se tornaram as opções mais viáveis para a exploração nesta região por permitirem produzir e estocar grandes quantidades de óleo e gás a longas distâncias da costa. Dentre os grandes desafios das FPSO, a necessária autossuficiência energética e o espaço limitado para acomodar uma série de equipamentos são os que se destacam. Os sistemas de compressão de gases são os que se sobressaem por estarem entre os maiores consumidores de energia na plataforma e por contarem com equipamentos de grandes proporções físicas. Por outro lado, os subsistemas de compressão para aplicações em CCS (*Carbon Capture and Storage*) ou EOR (*Enhanced Oil Recovery*), responsáveis pela compressão de gases não aproveitados (principalmente CO_2) a pressões suficientemente grandes para reinjeção nos poços, tornaram-se primordiais para redução da emissão de gases do efeito estufa, além de maximizar a produção de óleo. Isto posto, a presente dissertação consiste na análise exergética do sistema de compressão de CO_2 de uma plataforma FPSO, mapeando o consumo de energia e as irreversibilidades presentes no processo, medindo a proximidade do desempenho ideal dos equipamentos e avaliando o impacto da fração molar de CO_2 e da vazão mássica na entrada do sistema de compressão e a influência da unidade de recirculação anti-*surge* nos resultados.

Palavras-chave: Exergia; Análise; Sistema; Compressão; CO2; FPSO; Pré-sal; CCS; EOR.

ABSTRACT

The discovery of pre-salt basin and the exploration investiments stimulated the Brazilian production of petroleum and natural gas to be among the top ten world biggest in 2019. The Floating Production Storage and Offloading Units (FPSO) have become the most viable options for exploration in this region as they allow the production and storage of large quantities of oil and gas at long distances from the coast. Among the great challenges of the FPSO, the necessary energy self-sufficiency and the limited space to accommodate a series of equipment are the ones that stand out. The gas compression systems are among the largest energy consumers on the platform and having equipments with large footprint. On the other hand, compression subsystems for CCS (Carbon Capture and Storage) or EOR (Enhanced Oil Recovery) applications are responsible for compressing unused gases (mainly CO_2) at pressures large enough for reinjection into the wells, have become essential for reducing the emission of greenhouse gases and for maximizing the oil production. Therefore, this thesis consists of the exergy analysis of CO_2 compression unit of a FPSO, mapping the energy consuption and irreversibilities from the process, measuring the proximity to the ideal performance of equipments and evaluating the impact of mass flow at the compression unit inlet and the molar fraction of CO_2, further the influence of anti-surge recirculation unit in the results.

Keywords: Exergy; Analysis; CO2; Compression; Unit; FPSO. Pre-salt; CCS; EOR.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Demanda total de energia per capita e o índice de desenvolvimento humano - 2007 27
Figura 2 – Patentes registradas no ano por milhão de habitantes e a demanda anual de energia per capita - 2008 28
Figura 3 – Consumo mundial de energia por fonte, de 1965 a 2018 29
Figura 4 – Consumo brasileiro de energia por fonte, de 1965 a 2018 29
Figura 5 – Previsão da produção bruta nacional 32
Figura 6 – Distribuição da área poligonal do pré-sal 32
Figura 7 – Variação da temperatura média global de 1850 à 2025 34
Figura 8 – Funcionamento de uma plataforma de produção FPSO 36
Figura 9 – Esquema simplificado de um estágio do sistema de compressão de CO_2 . . 37
Figura 10 – Potência consumida por tipo de equipamento, para três modos de operação. 38
Figura 11 – Eficiência exergética e emissão de CO_2 em função da demanda de gás natural 41
Figura 12 – Demanda de energia por tipo de processo 42
Figura 13 – Eficiência exergética dos compressores para os três casos 42
Figura 14 – Irreversibilidades em cada caso, por processo 43
Figura 15 – Irreversibilidades em cada caso, por equipamento 43
Figura 16 – Exergia destruída em função da produção de gás natural 44
Figura 17 – Esquema do sistema de compressão de CO_2 46
Figura 18 – Diagrama temperatura versus entropia para um caso típico, com uma mistura gasosa composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar 48
Figura 19 – Diagrama genérico da eficiência isentrópica do compressor η_C em função da razão de pressão r e do coeficiente de expansão adiabática γ (η_P=0,75) . 49
Figura 20 – Mapa de desempenho de um compressor genérico e zona de operação segura 50
Figura 21 – Representação esquemática de um estágio do sistema de compressão de CO_2 53
Figura 22 – Desvios relativos entre estimativas e dados experimentais da densidade de uma mistura de CO_2 e CH_4, com 0,98 de fração molar de CO_2 57
Figura 23 – Volume de controle do primeiro estágio do sistema de compressão de CO_2 61
Figura 24 – Volume de controle do sistema de compressão de CO_2 62
Figura 25 – Diagrama pressão versus entalpia para um caso típico, com uma mistura gasosa composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar 68

Figura 26 – Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com os dois fluidos não-misturados 69
Figura 27 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 72
Figura 28 – Potência consumida pelos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 74
Figura 29 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 74
Figura 30 – Exergia destruída nos *scrubbers* versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 75
Figura 31 – Exergia destruída nos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 75
Figura 32 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 76
Figura 33 – Exergia destruída nas válvulas de expansão versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 76
Figura 34 – Exergia destruída total versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão por estágio, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 78
Figura 35 – Exergia destruída total versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão por componente, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 78
Figura 36 – Eficiência exergética dos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 79

Figura 37 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 80
Figura 38 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7 81
Figura 39 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 83
Figura 40 – Potência consumida pelos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 83
Figura 41 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 84
Figura 42 – Exergia destruída nos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 84
Figura 43 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 85
Figura 44 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 Por estágio, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 86
Figura 45 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 Por componente, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 86
Figura 46 – Eficiência exergética dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 87
Figura 47 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 88

Figura 48 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 89
Figura 49 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 89
Figura 50 – Potência consumida pelos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 90
Figura 51 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 91
Figura 52 – Exergia destruída nos *scrubbers* versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 91
Figura 53 – Exergia destruída nos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 92
Figura 54 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 92
Figura 55 – Exergia destruída nas válvulas anti-surge versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 93
Figura 56 – Exergia destruída total versus Fração molar de CO_2 por estágio, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 94
Figura 57 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 por componente, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 95
Figura 58 – Eficiência exergética dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 95

Figura 59 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 96
Figura 60 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 97
Figura 61 – Potência consumida pelos compressores versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 98
Figura 62 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 99
Figura 63 – Exergia destruída nos compressores versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 100
Figura 64 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 100
Figura 65 – Exergia destruída nas válvulas anti-*surge* versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 101
Figura 66 – Exergia destruída total versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 101
Figura 67 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2 102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação de indicadores da NDC e do PDE, referente ao ano de 2025 . 34
Tabela 2 – Resumo da literatura analisada. 45
Tabela 3 – Balanço de massa para cada componente do sistema de compressão de CO_2 56
Tabela 4 – Exergia destruída e eficiência exergética para cada componente do primeiro estágio sistema de compressão 60
Tabela 5 – Propriedades conhecidas do sistema de compressão de CO_2 63
Tabela 6 – Parâmetros de projeto do sistema de compressão de CO_2 64
Tabela 7 – Tabela de propriedades para um caso típico 65
Tabela 8 – Análise de primeira Lei e estimativa da eficiência isentrópica dos compressores para um caso típico 67
Tabela 9 – Tabela de parâmetros e propriedades da água de resfriamento dos trocadores de calor para um caso típico 68
Tabela 10 – Análise exergética para um caso típico 69
Tabela 11 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 126
Tabela 12 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 127
Tabela 13 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 127
Tabela 14 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 128
Tabela 15 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 128
Tabela 16 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 129

Tabela 17 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 129
Tabela 18 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 130
Tabela 19 – Eficiência exergética dos compressores ψ_C versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 130
Tabela 20 – Eficiência exergética de cada estágio e geral ψ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7 131
Tabela 21 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 132
Tabela 22 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 133
Tabela 23 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 133
Tabela 24 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 134
Tabela 25 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 134
Tabela 26 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 135
Tabela 27 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 135

Tabela 28 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 136
Tabela 29 – Eficiência exergética dos compressores ψ_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 136
Tabela 30 – Eficiência exergética de cada estágio de compressão e geral do sistema ψ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 137
Tabela 31 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 138
Tabela 32 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 139
Tabela 33 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 139
Tabela 34 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 140
Tabela 35 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 140
Tabela 36 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 141
Tabela 37 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 141
Tabela 38 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2} para vazão mássica na entrada do sistema de compressão, $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 142

Tabela 39 – Eficiência exergética dos compressores, ψ_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 142
Tabela 40 – Eficiência exergética de cada estágio de compressão e geral do sistema ψ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 143
Tabela 41 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 20% da vazão mássica de projeto 144
Tabela 42 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 30% da vazão mássica de projeto 145
Tabela 43 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto 145
Tabela 44 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 50% da vazão mássica de projeto 146
Tabela 45 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 60% da vazão mássica de projeto 146
Tabela 46 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 70% da vazão mássica de projeto 147
Tabela 47 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 80% da vazão mássica de projeto 147
Tabela 48 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 90% da vazão mássica de projeto 148
Tabela 49 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto 148

LISTA DE ABREVIATURAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BS&W	Conteúdo de Sedimentos e Água no Petróleo (*Basic Sediment and Water*)
CCS	Captura e Armazenamento de Carbono (*Carbon Capture and Sequestration*)
Cofins	Contribuição para financiamento da seguridade social
COP21	21ª Conferência das Partes
CSLL	Contribuição Social sobre o Lucro Líquido
EOR	Recuperação Avançada de Petróleo (*Enhanced Oil Recovery*)
FPSO	Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência de Petróleo e Gás Natural (*Floating Production, Storage and Offloading*)
GERG	Equação de estado GERG
IDH	Índice de Desenvolvimento Humano
IOGP	Associação Internacional dos Produtores de Óleo e Gás (*International Association of Oil and Gas Producers*)
IPI	Imposto sobre Produtos Industrializados
IPIECA	Associação Global da Indústria de Petróleo e Gás para Questões Ambientais e Sociais (*International Petroleum Industry Environmental Conservation Association*)
ISO	Organização Internacional de Padronização (*International Organization for Standardization*)
NDC	Contribuição Nacionalmente Determinada (*Nationally Determined Contribution*)
NUT	Número de Unidades de Transferência
OMM	Organização Meteorológica Mundial
OPEP	Organização dos Países Exportadores de Petróleo
PD&I	Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação
PDE	Plano Decenal de Expansão de Energia
PIB	Produto Interno Bruto
PIS	Programa de Integração Social
PR	Equação de estado Peng-Robinson
RGO	Razão Gás Natural no Escoamento Gás-Óleo

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

b	Exergia específica (kJ/kg)
B	Exergia (kW)
C	Capacidade calorífica (W/K)
c_p	Calor específico a pressão constante (kJ/kg.K)
F	Fração da vazão mássica de projeto
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
m	Massa (kg)
N	Número de estágios
NUT	Número de Unidades de Transferência
p	Pressão (kPa)
pd	Perda de carga (kPa)
Q	Calor (kJ)
r	Razão de pressão
s	Entropia específica (kJ/kg.K)
T	Temperatura (°C)
W	Trabalho (kW)
X	Fração molar

Letras gregas

γ	Coeficiente de expansão adiabática
Δ	Diferença
ε	Efetividade
η	Rendimento (%)
ρ	Densidade (kg/m^3)
ψ	Eficiência exergética (%)

Subscritos

0 Estado de referência

$agua$ Água de resfriamento

C Compressor

ch Química

d Destruída

$e - ent - in$ Entrada

$estagio$ Estágio de compressão

EV Válvula de expansão

f Fluído frio

HE Trocador de calor

i "i-ésimo" componente/estado

k Cinético

$máx$ Máximo

$mín$ Mínimo

nom Nominal ou condição de projeto

p Potencial

ph Física

q Fluído quente

$s - sai - out$ Saída

S *Scrubber*

Sobrescritos

Q Fonte de calor

$\bullet$ Taxa temporal (s^{-1})

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 23
1.1 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO 24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 26
2.1 CONTEXTO ENERGÉTICO NO BRASIL E NO MUNDO 26
2.2 PRÉ-SAL 31
2.3 EFEITO ESTUFA E SISTEMAS DE CAPTURA DE CARBONO 33
2.4 FPSO E O SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2 35
2.5 ANÁLISE EXERGÉTICA EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE CO_2 . . . 38
2.5.1 Considerações da revisão da literatura 44
3 MÉTODO 46
3.1 DESCRIÇÃO DA OPERAÇÃO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2 . 46
3.1.1 Compressores 47
3.1.1.1 Estimativa da eficiência isentrópica 48
3.1.1.2 Zona de operação segura e acionamento da unidade de recirculação anti-surge 49
3.1.2 Trocadores de calor 51
3.1.2.1 Temperatura na saída e vazão de água de resfriamento 51
3.2 ANÁLISE DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA E BALANÇO DE MASSA 53
3.3 EQUAÇÕES DE ESTADO 55
3.4 ANÁLISE EXERGÉTICA 58
3.4.1 Análise exergética aplicada aos componentes do sistema de compressão . . 59
3.4.2 Análise exergética aplicada ao primeiro estágio do sistema de compressão 60
3.4.3 Análise exergética aplicada ao sistema de compressão 61
4 RESULTADOS 63
4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO E PREMISSAS 63
4.2 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS EXPLORANDO UM CASO TÍPICO . . 64
4.3 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA . . 71
4.4 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA 81
4.4.1 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 82

4.4.2 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 88
4.5 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E COMPOSIÇÃO DA MISTURA 97
5 CONCLUSÃO 103
REFERÊNCIAS 105
APÊNDICE A – CÓDIGO COMPUTACIONAL 110
A.1 CÓDIGO COMPUTACIONAL ELABORADO EM *ENGINEERING EQUATION SOLVER* (EES) 111
APÊNDICE B – RESULTADOS DETALHADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA 125
B.1 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA 126
B.2 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA 132
B.2.1 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto 132
B.2.2 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto 138
B.3 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA 144

1 INTRODUÇÃO

O petróleo e o gás natural juntos são as maiores fontes de energia do mundo. Desde a geração de energia elétrica até a propulsão de veículos no transporte de cargas e pessoas, o uso destes combustíveis é fundamental. Em 2018, mais da metade do suprimento de energia global foi proveniente da exploração destes recursos (RITCHIE; ROSER, 2020). No Brasil, neste mesmo ano, 56% da energia consumida foi gerada por óleo e gás (BP, 2019). Com a descoberta do pré-sal e os avanços neste setor, em 2019, o Brasil figurou entre os dez maiores produtores de petróleo do mundo tornando este mercado um dos que mais impulsionam a economia, respondendo por 13% do PIB nacional, atrás apenas do comércio e construção (ANP, 2019b; CBIE, 2019; IBP, 2019).

O impacto ambiental dentro da cadeia produtiva e de consumo dos combustíveis fósseis é um preço elevado que o planeta vem pagando para atender altas demandas por energia do mundo. A emissão de compostos tóxicos e não tóxicos poluem o ar, água e solo, degradando estes meios e levando a mudanças climáticas. Estima-se que os gases do efeito estufa, tais como, dióxido de carbono (CO_2), óxido nitroso, metano e outros, já são responsáveis pelo aumento de mais de 1°C na temperatura média global desde a era pré-industrial (1850-1900) e a previsão é que, se forem mantidas as taxas de poluição, no final do século vinte e um, a temperatura média tende a aumentar de 3°C a 5°C (WMO, 2020; RITCHIE; ROSER, 2020). Este desequilíbrio ambiental é responsável por fenômenos climáticos extremos (tempestades, inundações, secas e ondas de calor); maiores ocorrências de desastres naturais (furacões, tufões e ciclones), aumento do nível do mar, submergindo cidades litorâneas e obrigando a migração de pessoas; além do impacto na biodiversidade, levando espécies à extinção (WWF, s.d.).

Outro grande desafio da produção brasileira é o fato de que 97% do óleo e 85% do gás extraído no país está localizado no mar e, destes percentuais, 71% encontra-se na camada do pré-sal (ANP, 2020a). Esta camada caracteriza-se pela localização em águas profundas e ultraprofundas e grandes distâncias da costa (podendo chegar a mais de 7000 metros de profundidade e 300 quilômetros de distância), dificultando a ligação de oleodutos e gasodutos (MORAIS, 2013). A opção encontrada pelas empresas para extração nestas condições são as FPSO ou, em português, "Unidades Flutuantes de Produção, Armazenamento e Transferência de Petróleo e Gás", ou seja, plataformas convertidas de navios petroleiros com capacidade de armazenamento de petróleo e gás (PETROBRÁS, 2014). De acordo com Gallo et al. (2017), o principal desafio está na exigência para que estas unidades sejam autossuficientes de energia,

necessária no tratamento e transporte de óleo e gás e para o funcionamento de uma série de equipamentos.

Estes dilemas ambientais e energéticos exigiram das companhias de petróleo que modernizassem suas plataformas de maneira que tornassem a produção menos poluidora e mais eficiente. O esforço é agravado na exploração do pré-sal, onde a concentração de dióxido de carbono (CO_2) no gás natural, contido nos reservatórios, é muito elevada (de 10 a 45% mol), bem acima do limite permitido para comercialização do gás pela ANP, de 3% mol (ALMEIDA et al., 2017). Este CO_2 que é separado do gás torna-se aliado das companhias quando é reinjetado no reservatório, o qual interage com o óleo, facilitando seu desprendimento das rochas. Este processo, denominado Recuperação Avançada de Óleo (*Enhanced Oil Recovery - EOR*), maximiza a produção e contribui com o processo de sequestro de carbono (HARO, 2014). Uma outra alternativa para redução do efeito estufa, que também possibilita a maximização da produção, é a Captura e Armazenamento de Carbono (*Carbon Capture and Storage - CCS*), a qual consiste em capturar o CO_2 da atmosfera ou de alguma fonte de rejeição de carbono e o rejeita no reservatório com o mesmo propósito (BENSON; ORR, 2008).

De acordo com a estimativa de Gallo et al. (2017), os processos de compressão de gases representam entre 38% e 50% do total da energia consumida na plataforma. Com a integração dos subsistemas de separação, compressão e reinjeção de CO_2, há um aumento significativo na demanda de energia. Em decorrência disso, meios de encontrar desperdícios e aumentar a eficiência dos processos se tornaram primordiais para garantir a autossuficiência energética das unidades flutuantes. Com este propósito, a análise exergética estabeleceu-se como uma ferramenta útil para mapear irreversibilidades e avaliar o quão próximos os processos estão trabalhando de sua capacidade ótima, visando encontrar oportunidades de aumentar a eficiência geral e, assim, a produtividade da plataforma.

1.1 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Considerando a relevância e a atualidade do tema proposto, a presente dissertação tem como objetivo avaliar a influência de variáveis, tais como, composição da mistura gasosa e vazão mássica nos indicadores energéticos e exergéticos do sistema de compressão de CO_2 de uma plataforma FPSO, considerando os efeitos da recirculação do fluxo para prevenção do *surge* nos compressores quando trabalham com vazões menores do que o limite inferior de operação.

Para a análise exergética, foi desenvolvido um código computacional no software EES (*Engineering Equation Solver*) para mapear as demandas de energia e as exergias destruídas no processo, bem como mensurar a proximidade do melhor desempenho possível dos compressores e do sistema de compressão.

Sabendo que a composição da corrente comprimida é constituída majoritariamente de dióxido de carbono e metano e que a determinação de propriedades termodinâmicas de misturas não é um processo trivial, foram avaliados métodos para determinar as propriedades termodinâmicas do fluido em cada etapa a fim de garantir a maior precisão possível dos cálculos. Para isso, diferentes ferramentas foram comparadas, optando-se por integrar ao código a biblioteca de propriedades CoolProp, a qual dispõe da equação de estado de GERG-2008, que apresenta elevada precisão para misturas gasosas com CO_2.

Um caso típico foi explorado para validação do modelo e a influência das variáveis nos indicadores energéticos e exergéticos foi avaliada examinando-as individualmente e em conjunto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, é apresentado o panorama energético atual no Brasil e no mundo, demonstrando a importância da energia no desenvolvimento humano e dos combustíveis fósseis na geração da energia. É revelado o porquê a área do pré-sal é considerada a principal fonte de energia brasileira, definindo-a e listando os principais desafios na sua exploração. Elencou-se os impactos ambientais na emissão dos gases do efeito estufa e as ações tomadas pelos países para contê-los, salientando a importância dos sistemas de captura de carbono para os setores de energia e industrial na contenção destes gases. A FPSO é definida como a principal opção para a exploração de petróleo e gás natural em regiões como a do pré-sal, demonstrando seu funcionamento geral e das unidades de compressão de CO_2 (foco do trabalho), apontando ainda os principais desafios na aplicação destas plataformas. E finalmente, explorou-se as pesquisas relacionadas à aplicação da análise exergética para o mapeamento das irreversibilidades e determinação das oportunidades de melhorias em sistemas de compressão de CO_2.

2.1 CONTEXTO ENERGÉTICO NO BRASIL E NO MUNDO

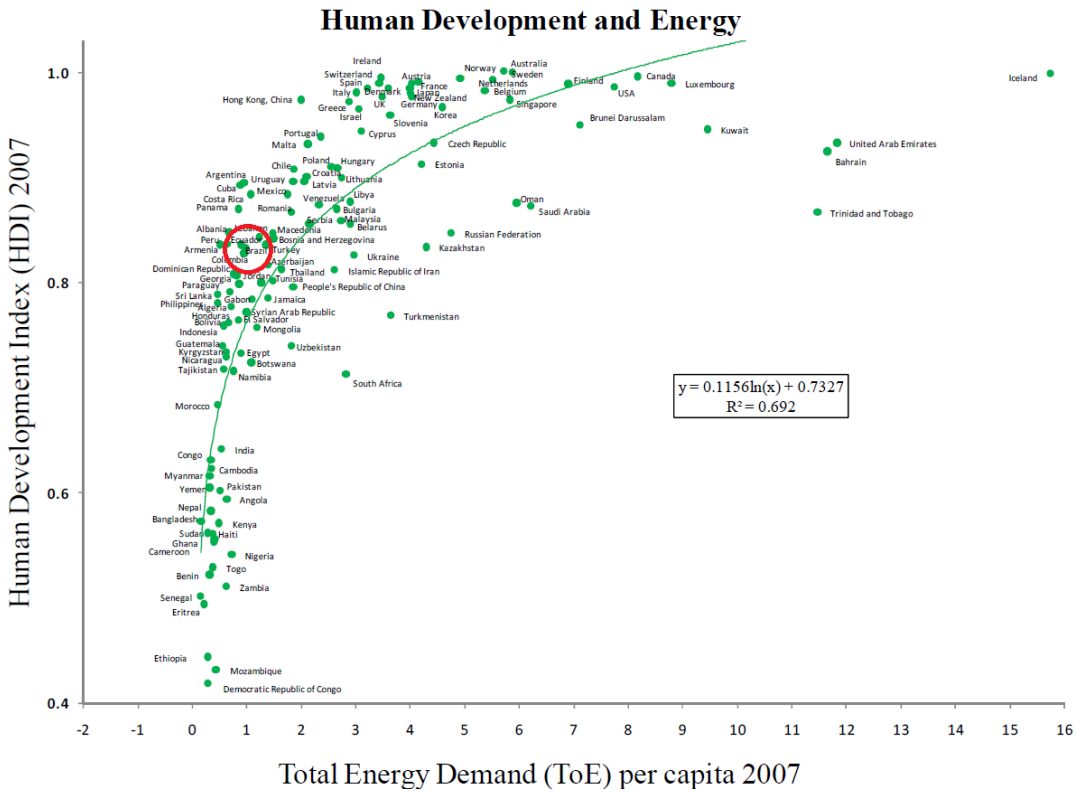
A evolução da vida humana está diretamente relacionada à exploração de recursos energéticos (HALL et al., 2003). O acesso à energia é um fator fundamental para o crescimento econômico, o fomento do desenvolvimento humano e o atendimento das necessidades sociais básicas (GAYE et al., 2007).

Uma pesquisa realizada por Viniegra (2011) propõe uma relação entre a proporção de energia consumida e os índices de desenvolvimento e inovação dos países. Como pode ser visto na figura 1, é possível estabelecer uma correlação logarítmica entre o consumo de energia per capita, em *ToE*[1], e o Índice de Desenvolvimento Humano (*Human Development Index - HDI*). Nota-se que todos os países que tem IDH maior do que 0,9 consomem mais de 2 *ToE* per capita. O Brasil, por exemplo, considerado um país em desenvolvimento, apresentava um IDH de aproximadamente 0,8 no ano analisado e consumia cerca de 1 *ToE* per capita, isto é, metade do mínimo consumido por países desenvolvidos.

A figura 2 ilustra a relação entre a energia consumida e a capacidade de inovação tecnológica de cada país, definida pelo número de patentes registradas por companhias ou indivíduos

[1] *ToE*, ou *Tons of oil Equivalent*, é uma unidade de medida de consumo de energia e é definida como a quantidade de energia liberada na combustão de uma tonelada de petróleo bruto. É equivalente à 42 gigajoules ou 11,630 quilowatts-hora (IGI GLOBAL, s.d.).

Figura 1 – Demanda total de energia per capita e o índice de desenvolvimento humano - 2007

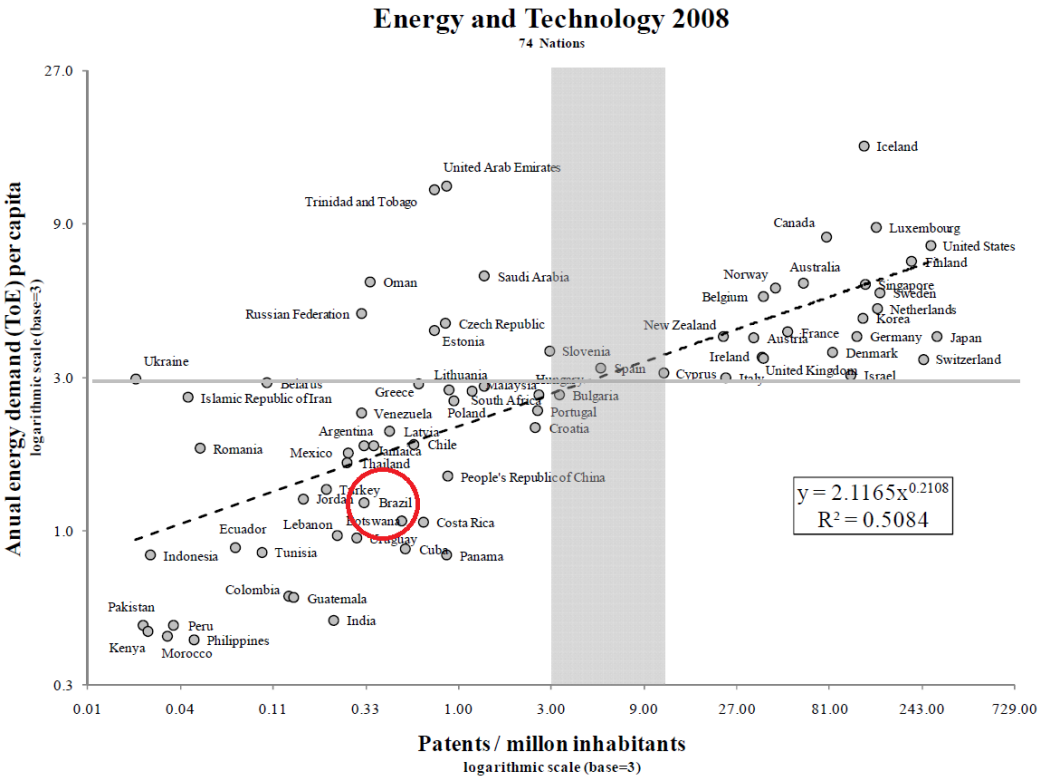


Fonte: Viniegra, 2011.

no ano e normalizado por milhão de pessoas. A área sombreada é denominada pelo autor como "zona de transição", a qual separa os países em desenvolvimento ou subdesenvolvidos (à esquerda e abaixo) dos desenvolvidos (à direita e acima). Os países que estão sobre esta zona são considerados em processo de mudança. Interessante notar que, dos países que fogem à regra, a maioria são grandes produtores de óleo e gás, consumindo uma alta quantidade de energia, porém, não podendo ser considerados como parte dos países altamente desenvolvidos por terem o IDH (Índice de Desenvolvimento Humano) menor do que 0,9 e, por isso, estão à esquerda da zona de transição. O Brasil segue a regra e está na área de países em desenvolvimento, registrando cerca de 0,33 patentes por milhão de habitantes e com uma demanda anual de energia per capita de pouco mais de 1 *ToE* no ano examinado.

Mais de 80% da energia consumida no mundo é proveniente de combustíveis fósseis. Como pode ser visto na figura 3, há mais de cinquenta anos, a demanda mundial é composta substancialmente por carvão, óleo e gás. Nem mesmo com a expansão de hidrelétricas e usinas nucleares e com o desenvolvimento de formas alternativas de energia, tais como, solar, eólica, geotérmica e biomassa, houve uma significativa redução no consumo de combustíveis fósseis,

Figura 2 – Patentes registradas no ano por milhão de habitantes e a demanda anual de energia per capita - 2008

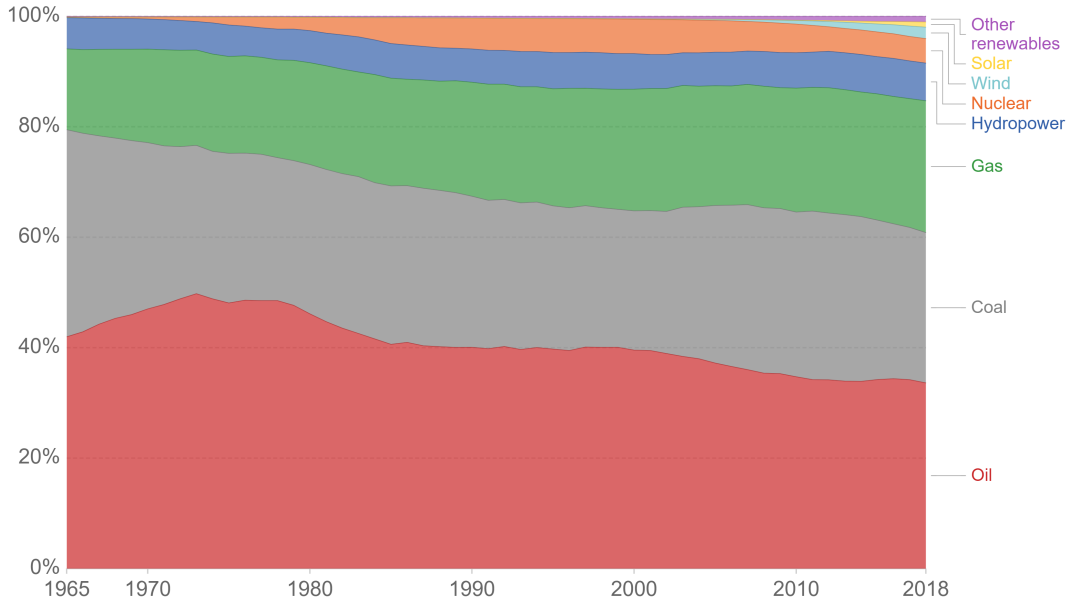


Fonte: Viniegra, 2011.

decrescendo menos de 10% de seu uso de 1965 até 2018 (RITCHIE; ROSER, 2020). No último ano, o petróleo e o gás sozinhos foram responsáveis pelo suprimento de mais da metade do consumo energético mundial, totalizando 99,8 milhões de barris de petróleo por dia e 3,9 trilhões de metros cúbicos de gás natural. Na classificação dos maiores consumidores de petróleo, os Estados Unidos e a China ocupam a primeira e segunda posição, respectivamente, respondendo juntos por mais de um terço da demanda mundial, o que equivale à 34 milhões de barris por dia. Acerca do gás natural, os Estados Unidos também ocupam a primeira posição seguidos da Rússia, consumindo juntos 1,3 trilhões de metros cúbicos ou um terço da demanda mundial (BP, 2019; ANP, 2019a).

No Brasil, a parcela de energia derivada de combustíveis fósseis é relativamente menor do que a média mundial (figura 4). Isto ocorre principalmente pela expressiva disponibilidade de energia hidrelétrica no país que, unida ao desenvolvimento de outras fontes, reduziu-se cerca de 15% do consumo de energia não renovável nos últimos cinquenta anos. Apesar disso, três quintos da demanda brasileira ainda é proveniente destes combustíveis e mais da metade é oriunda do petróleo e gás (BP, 2019; RITCHIE; ROSER, 2020). Em comparação com a

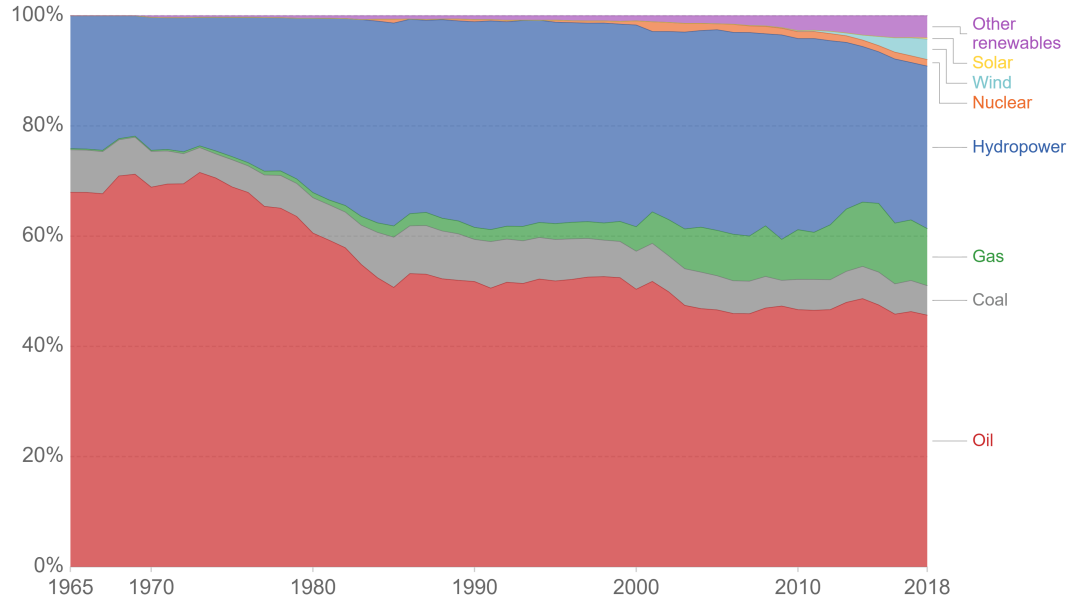
Figura 3 – Consumo mundial de energia por fonte, de 1965 a 2018



Fonte: RItchie e Roser, 2020.

demanda mundial, o Brasil ocupa a sétima posição no ranking de maiores consumidores de petróleo, equivalente a 3,1 milhões de barris/dia ou 3,1% do total mundial, e a vigésima sétima posição em relação ao gás natural, totalizando 35,9 bilhões de metros cúbicos ou 0,9% do montante mundial (ANP, 2019a).

Figura 4 – Consumo brasileiro de energia por fonte, de 1965 a 2018



Fonte: RItchie e Roser, 2020.

Em 2018, a produção global de petróleo atingiu a marca de 94,7 milhões de barris por dia e estima-se que ainda há mais de 1,7 trilhões de barris disponíveis. O Oriente Médio é a região com maior acúmulo de reservas do planeta, esta região conta com quase a metade de todas as reservas mundiais e são responsáveis por mais de um terço do petróleo produzido. Dentre os países, a Venezuela junto da Arábia Saudita são os que mais concentram petróleo em seu território, cada um conta com aproximadamente um quarto de todas as reservas disponíveis. Dispondo de mais petróleo do que a demanda nacional é capaz de consumir, estes dois países juntaram-se a outras nações[2] e fundaram a Organização dos Países Exportadores de Petróleo (OPEP), os quais são responsáveis por mais de 70% das reservas e produzem mais de 40% de todo o petróleo do mundo. Apesar de não estar entre os países com mais reservas, nos últimos cinco anos (exceto em 2016), os Estados Unidos foram os maiores produtores de petróleo do mundo, produzindo em média 15,3 milhões de barris por dia ou 16,2% do total produzido em 2018 (BP, 2019; ANP, 2019a).

Em relação ao gás natural, a produção mundial alcançou 3,9 milhões de metros cúbicos e conta ainda com uma reserva de 196,9 trilhões de metros cúbicos. Os membros da OPEP são responsáveis por pouco mais de um quarto da produção e dispõem de quase a metade dos gases disponíveis no planeta. Desde 2011, o Estados Unidos é o país com a maior produção de gás natural, com 831,8 milhões de metros cúbicos ou 21,5% do total mundial, seguidos da Rússia, com 669,5 milhões de metros cúbicos ou 17,3% do total mundial. A Rússia é o primeiro colocado no ranking das maiores reservas com 38,9 trilhões de metros cúbicos (19,8% do total mundial), seguida de Irã e Catar, que juntos detêm 48,5% das reservas globais (BP, 2019; ANP, 2019a).

Segundo o Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustível de 2019 (ANP, 2019a), o Brasil ocupa a oitava posição na classificação dos maiores produtores e a décima quinta das maiores reservas mundiais de petróleo, contando com, respectivamente, 2,7 milhões de barris/dia (2,8% do total mundial) e 13,4 bilhões de barris (0,8% do total mundial). Acerca do gás natural, situa na trigésima primeira colocação em relação a produção e trigésima segunda em reservas, com 25,2 bilhões de metros cúbicos produzidos ao ano e 380 bilhões de metros cúbicos disponíveis.

A indústria de óleo e gás está entre as que mais geram riquezas ao país, figurando entre os três setores que mais impulsionam o PIB, atrás apenas dos setores de comércio e construção,

[2]Fundado em setembro de 1960 por três países além dos já citados: Irã, Iraque, Kuwait. Os outros membros ativos que juntaram-se depois à OPEP: Argélia, Angola, Congo, Emirados dos Árabes Unidos, Gabão, Guiana Equatorial, Líbia e Nigéria (OPEC, 2020).

e impactando praticamente todos os setores do mercado brasileiro, os quais dependem dele. Está entre os setores: que mais geram empregos, cerca de 400 mil empregos dentro da cadeia produtiva; que mais investem em pesquisa, desenvolvimento e inovação (PD&I), mais de 2 bilhões de reais em 2018; e com maior arrecadação de impostos ao país, arrecadando em 2018 cerca de 23,4 bilhões de reais em royalties e 29,6 bilhões em participações especiais às unidades federais, estaduais e municipais, além de bônus, taxa de ocupação ou retenção de área e tributos federais (IPI, PIS, Cofins, Imposto de Renda, CSLL) (ANP, 2019a; IBP, 2019, 2020).

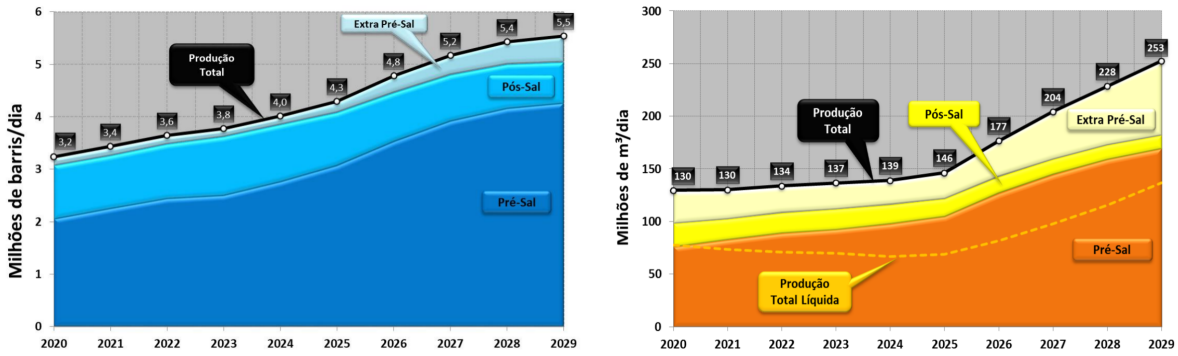
2.2 PRÉ-SAL

No último ano, 97% do petróleo e 85% do gás natural produzido é oriundo dos campos marítimos e 71% deste percentual, ou 67% do total produzido, está localizado na camada do Pré-sal (ANP, 2020b). Desde dezembro de 2017, a produção do pré-sal superou todas as outras reservas petrolíferas (pós-sal e terrestre), atingindo 2,15 milhões de barris de petróleo por dia e 84,6 milhões de metros cúbicos por dia de gás natural em janeiro de 2020, a maior média histórica (ANP, 2020a). O Plano Decenal de Expansão de Energia (PDE) mais recente, estima que o pré-sal sozinho tem o potencial de atingir 4,3 milhões de barris de petróleo por dia (figura 6(a)) e 170 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia (figura 6(b)), correspondendo por 77% da produção total de petróleo e 67% da produção de gás natural em 2029 (MME;EPE, 2019).

Apesar do aumento da Produção Total de gás natural apresentada na figura 6(b), percebe-se uma diferença expressiva com a Produção Total Líquida, sinalizando até uma leve queda nos cinco primeiros anos. Isto ocorre devido à reinjeção do gás do pré-sal, principalmente para aumentar a recuperação de óleo (MME;EPE, 2019).

A Lei 12.351 de 2010 define a área do pré-sal como uma "região do subsolo formada por um prisma vertical de profundidade indeterminada, com superfície poligonal definida pelas coordenadas geográficas de seus vértices estabelecidas"na lei (BRASIL, 2010). Como ilustrado na figura 6, a área poligonal distribui-se em três bases (Campos, Santos e Espirito Santo), as quais juntas estendem-se por cerca de 800 quilômetros no entorno da costa brasileira, entre o sul do estado do Espirito Santo e o norte do estado de Santa Catarina, e 200 quilômetros de largura, para além da plataforma continental do país, com poços de até 300 quilômetros de distância do litoral (MORAIS, 2013; ZHANG et al., 2019). A definição geológica da área do pré-sal determina que a profundidade desta região encontra-se abaixo da extensa camada de

Figura 5 – Previsão da produção bruta nacional

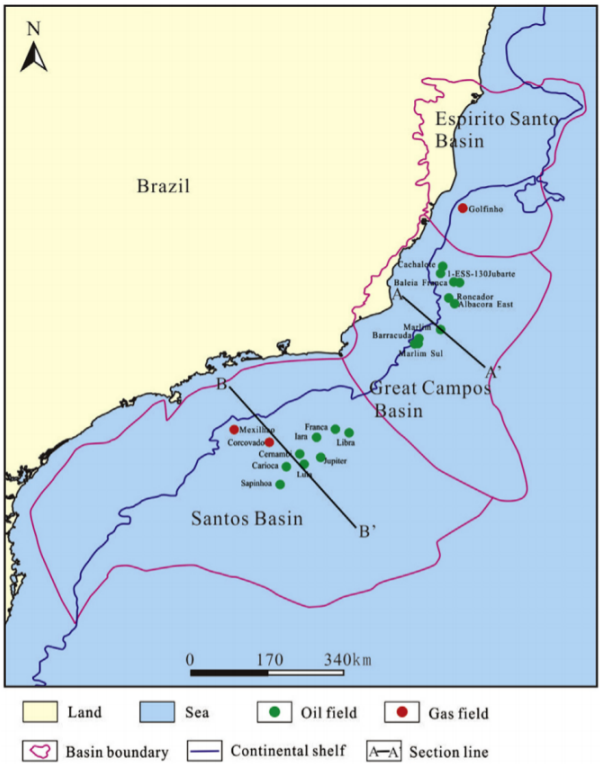


(a) Previsão da produção de petróleo (b) Previsão da produção de gás natural

Fonte: MME;EPE, 2019.

sal, podendo chegar a mais de 2.000 metros de espessura da camada de sal ou 7.000 metros de profundidade total, ao contrário da definição legal que, não havendo esta delimitação, acaba abrangendo também a camada do pós-sal (ALMEIDA et al., 2017).

Figura 6 – Distribuição da área poligonal do pré-sal



Fonte: Zhang et al., 2019.

Segundo Beltrao et al. (2009), além da exploração de petróleo e gás em águas ultra-profundas e a grandes distâncias da costa que dificultam a ligação de oleodutos e gasodutos, o

pré-sal trouxe consigo outros grandes desafios: alta razão de gás natural no escoamento gás-óleo (RGO), altas pressões e baixas temperaturas sob uma espessa camada de sal e alto teor de gás carbônico (CO_2) contido no gás natural, de 10 a 45% mol, muito acima do limite permitido para comercialização do gás pela ANP, de 3% mol (ALMEIDA et al., 2017).

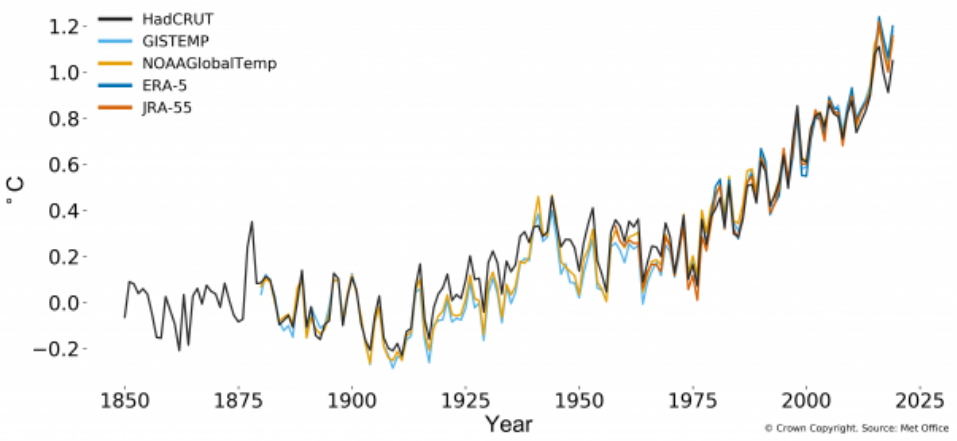
2.3 EFEITO ESTUFA E SISTEMAS DE CAPTURA DE CARBONO

Apesar da evidente importância da energia para o desenvolvimento das sociedades e da contribuição dos combustíveis fósseis no atendimento da demanda de energia, como elencado na seção 2.1, o planeta e, por consequência, as futuras gerações são quem vem pagando a conta do impacto ambiental decorrente da exploração destes combustíveis.

O impacto ambiental é consequência da emissão de compostos tóxicos e não tóxicos os quais poluem o ar, a água e o solo, degradando estes meios e levando a mudanças climáticas. De acordo com um estudo da Organização Meteorológica Mundial (OMM) de 2019, os gases do efeito estufa, tais como, dióxido de carbono, óxido nitroso, metano e outros, são responsáveis pelo aumento de mais de 1°C na temperatura média global desde a era pré-industrial, entre 1850 e 1900 (figura 7). O estudo ainda prevê que, mantendo-se as taxas de emissões, a temperatura média tende a aumentar de 3°C a 5°C até o final do século vinte e um (WMO, 2020; RITCHIE; ROSER, 2020). Este desequilíbrio ambiental é responsável por fenômenos climáticos extremos (tempestades, inundações, secas e ondas de calor); maiores ocorrências de desastres naturais (furacões, tufões e ciclones), aumento do nível do mar, submergindo cidades litorâneas e obrigando a migração de pessoas; além do impacto na biodiversidade, levando espécies à extinção (WWF, s.d.).

Em 2015, durante a 21ª Conferência das Partes (COP21), 197 países assinaram o Acordo de Paris, estabelecendo um compromisso entre as nações na redução de emissões de gases do efeito estufa, definindo como limite o aumento da temperatura média global de 1,5°C acima da era pré-industrial (UNITED NATIONS, 2015; WANG et al., 2020). De acordo com o NDC firmado pelo Brasil (em português, Contribuição Nacionalmente Determinada), o país comprometeu-se em reduzir a emissão de gases do efeito estufa em 37% até 2025 e 43% até 2030 abaixo dos níveis de 2005. Dentre as medidas citadas para atingir a redução pretendida, o país estabelece como meta, por exemplo, redução do desmatamento a zero até 2030, aumento da participação de fontes renováveis e biocombustível na matriz energética, aumento da eficiência energética no setor de energia e industrial, ampliação da infraestrutura de baixo carbono

Figura 7 – Variação da temperatura média global de 1850 à 2025



Fonte: WMO, 2020.

no setor industrial, entre outros (UNFCCC, 2016; LIMA et al., 2020). O Plano Decenal de Expansão de Energia utiliza estas metas como premissas para projetar a matriz energética nacional para os próximos anos e estabelecer diretrizes para redução da emissão de dióxido de carbono e aumento da eficiência energética, como ilustrado na tabela 1.

Tabela 1 – Comparação de indicadores da NDC e do PDE, referente ao ano de 2025

Indicadores		**NDC**	**PDE 2029**
Eficiência energética	Eletricidade	8%	7%
Energia elétrica	Participação de eólica, solar e biomassa, incluindo GD e autoprodução	22%	25%
	Participação da hidroeletricidade na geração centralizada	71%	71%
Matriz energética	Participação de fontes renováveis, com exceção da hídrica	32%	35%
	Participação de bioenergia	18%	19%
	Participação total de fontes renováveis	45%	48%

Fonte: MME;EPE, 2019.

Para os setores que requerem combustíveis fósseis na cadeia produtiva, a geração de gases do efeito estufa, principalmente dióxido de carbono, é inevitável. Desta maneira, tecnologias que envolvem o processo de captura, transporte e armazenamento de CO_2 tornaram-se indispensáveis para o atendimento das diretrizes estabelecidas. Estas tecnologias consistem na separação do CO_2 dos gases gerados, sua captura e compressão para transporte via gasodutos, navios, caminhões ou comboios. Este fica então disponível para ser utilizado em algum processo industrial ou injeção em estruturas geológicas adequadas, tais como: reservatórios de óleo e gás depletados, poços de óleo e gás ainda operacionais, aquíferos salinos profundos e camadas de carvão (HARO, 2014).

Dentre as tecnologias de armazenamento, a injeção de CO_2 com a finalidade de Recuperação Avançada de Óleo (*Enhanced Oil Recovery - EOR*) está entre as mais favoráveis. Além de contribuir com o sequestro de carbono, o CO_2 injetado no reservatório interage com o óleo, reduzindo sua viscosidade e facilitando seu desprendimento das rochas, maximizando a produção de poços em operação ou reativando reservatórios depletados com ainda grandes quantidades de petróleo (HARO, 2014).

A Captura e Armazenamento de Carbono (*Carbon Capture and Storage - CCS*) é outra alternativa na redução da emissão de gases do efeito estufa. Esta tecnologia consiste na captura de CO_2 da atmosfera ou de alguma fonte de rejeição de carbono e a injeção deste em estruturas geológicas com a finalidade de aumentar a produção (EOR) ou armazena-lo. Estima-se que estruturas geológicas bem selecionadas e geridas podem reter o CO_2 por aproximadamente 1000 anos (BENSON; ORR, 2008).

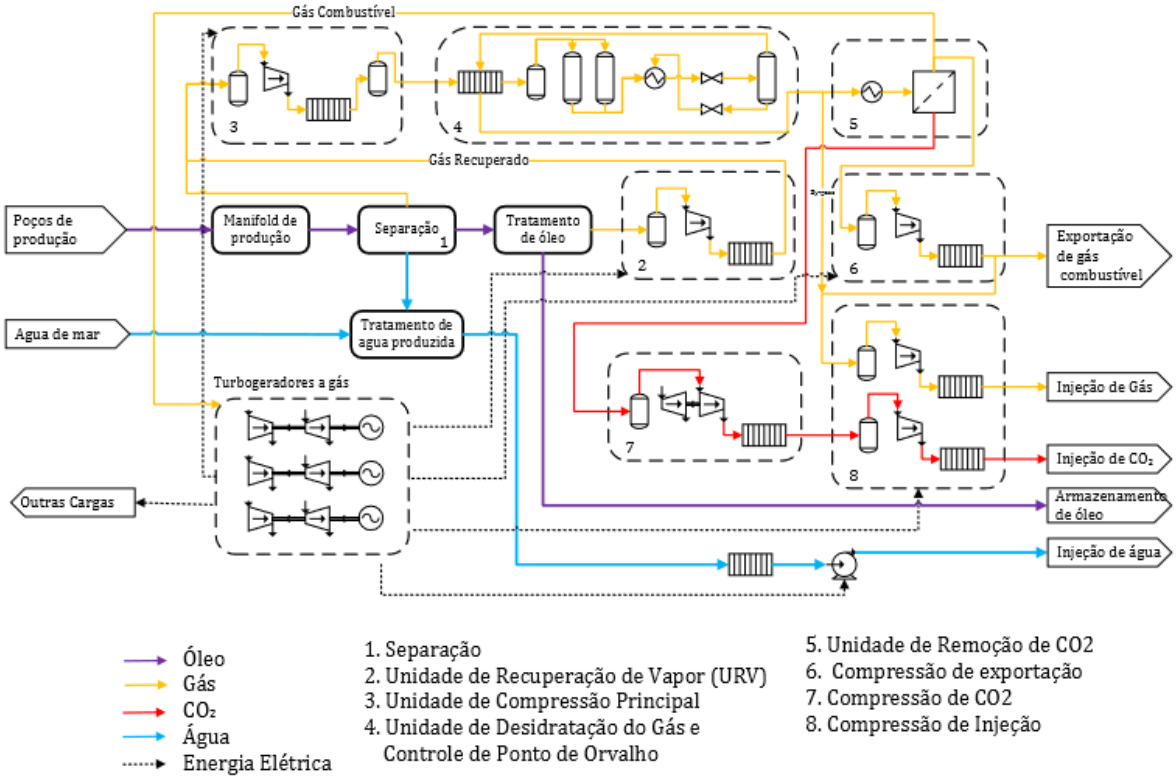
2.4 FPSO E O SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2

O navio-plataforma FPSO ou em português "Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência de Petróleo e Gás Natural" é a principal opção utilizada pelas empresas para exploração em águas ultraprofundas e regiões distantes da costa. São plataformas construídas a partir da adaptação de cascos de navios petroleiros e são desenvolvidas para estocagem de grandes quantidades de óleo e gás e para navegar grandes distâncias entre o estaleiro e o local de instalação. O petróleo e o gás natural processado é armazenado e, posteriormente, transferido para navios-tanque que os transportam para terminais localizados em portos no continente (MORAIS, 2013; PETROBRÁS, 2014; CUCHIVAGUE, 2015).

O diagrama da figura 8 demonstra o funcionamento de uma FPSO, desde a extração até o armazenamento do óleo e gás e reinjeção dos fluidos não aproveitados:

Os processos representados na figura 8, são descritos a seguir: Os fluidos provenientes dos poços são coletados por *manifolds* de produção e encaminhados para as unidades de separação (processo 1 da figura 8) e tratamento de óleo, os quais separam o óleo, o gás e a água por gravidade e vários estágios de desidratação e aquecimento. O óleo é encaminhado para a unidade de armazenamento enquanto parte do gás é transportado para o sistema de compressão principal (processo 3), o gás recuperado no processo de desidratação do óleo, é transportado para uma unidade de recuperação de vapor (processo 2) antes de se juntar com a outra parte do gás. O sistema de compressão principal transporta o gás pelas unidades de desidratação e

Figura 8 – Funcionamento de uma plataforma de produção FPSO



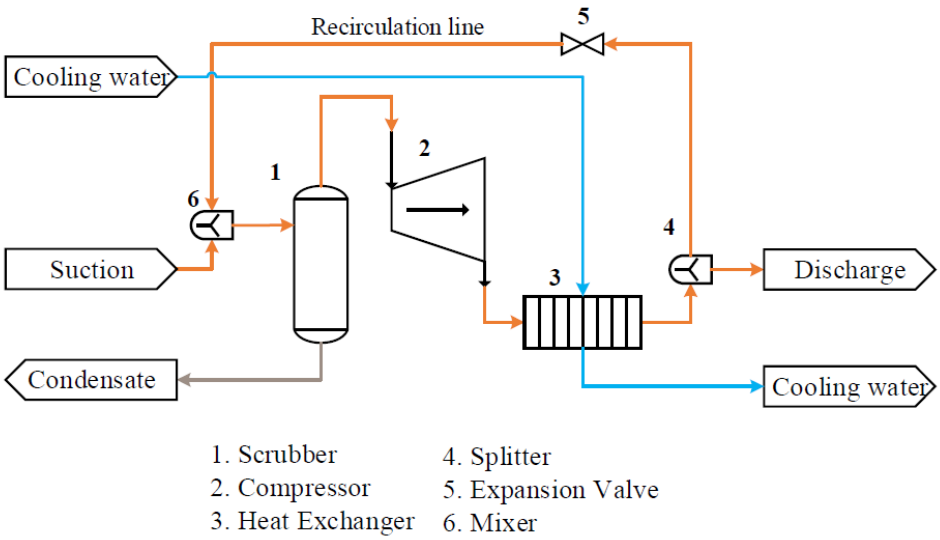
Fonte: Acevedo Blanco, 2016.

ajuste do ponto de orvalho (processo 4), para então entrar nas membranas de separação de CO_2 (processo 5), onde se dividem as correntes de gás "limpo" e gás rico de CO_2. O gás "limpo" tem 3 possíveis destinos, o armazenamento para a posterior exportação para a costa (processo 6), a utilização como gás de combustão para geração de energia para abastecer todos os sistemas do navio ou a reinjeção no poço, interagindo com o óleo e facilitando seu desprendimento (processo 8). Já o gás rico em CO_2, é comprimido para injeção de toda a vazão no poço (processo 7) e (processo 8) (CUCHIVAGUE, 2015; GALLO et al., 2017). O gás comprimido é então dirigido para a unidade de injeção.

O funcionamento e os principais componentes de um estágio do sistema de compressão de CO_2 são ilustrados no diagrama da figura 9 e descritos a seguir:

O sistema de compressão de CO_2 recebe uma mistura gasosa em baixa pressão, composta majoritariamente de CO_2 e CH_4, das membranas de separação de CO_2 (unidade 5 da figura 8). Este fluido entra nos separadores verticais tipo *scrubber* da primeira etapa de compressão, o qual tem as funções de não permitir que líquidos cheguem aos compressores e de "pulmão", protegendo-os contra eventos indesejáveis, como bloqueio da vazão a jusante. A pressão da

Figura 9 – Esquema simplificado de um estágio do sistema de compressão de CO_2



Fonte: Gallo et al., 2017.

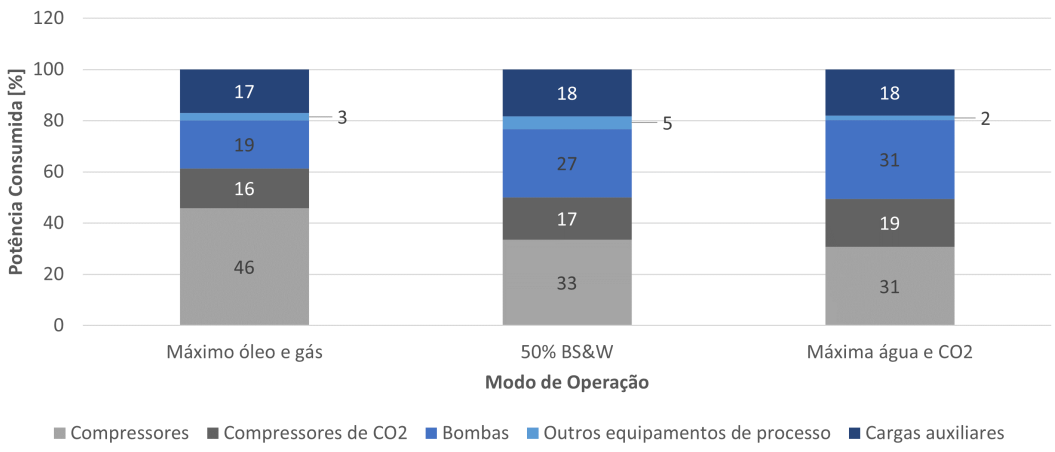
mistura é elevada no primeiro estágio de compressão e então é esfriado em trocadores de calor. O processo é repetido nos próximos estágios até que a pressão atinja valores quase 60 vezes maiores do que a pressão de entrada. Geralmente, este sistema conta com válvulas anti-*surge* por recirculação para garantir que os compressores trabalhem dentro da região de operação e para protege-los dos efeitos do *surge*[3]. Após a compressão, o gás é dirigido para a unidade de injeção e é então injetado no poço.

Os sistemas de compressão juntos são responsáveis por mais da metade do consumo de energia em quase todo o período de funcionamento da plataforma, como ilustrado pela figura 10. Os compressores de CO_2 sozinhos chegam a consumir quase 20% do total da energia gerada, em períodos de máxima presença do CO_2 na composição do gás natural.

O sistema de compressão de CO_2 é normalmente composto por dois trens de compressão paralelos de quatro estágios com resfriamento intermediário. Os dois trens são alimentados por uma turbina a gás de 18 MW, sendo o único sistema da plataforma com uma turbina dedicada. Um dado relevante apresentado por Gallo et al. (2017) é o fato de os trens de compressão de CO_2 estarem, na maior parte do tempo que estão em funcionamento, superdimensionados. Isto faz com que a destruição de exergia nas válvulas anti-surge seja muito elevada.

[3]O *surge* é o tipo mais grave de instabilidade em compressores centrífugos ou radiais. É caracterizado por violentas mudanças no fluxo de massa, devido a redução da vazão, podendo reverter a direção do fluxo e levar a graves danos mecânicos (CASEY; ROBINSON, 2006)

Figura 10 – Potência consumida por tipo de equipamento, para três modos de operação.



Fonte: Autor "adaptado de" Cuchivague, 2015.

Beltrao et al. (2009) aponta que dentre os diversos obstáculos no dimensionamento de FPSO, o equilíbrio entre a área disponível na plataforma e a capacidade produtiva é um dos mais desafiadores. Ele elenca que as instalações adicionais de separação, tratamento e reinjeção de gás e CO_2 têm grande impacto na área necessária e, em contrapartida, as dimensões das FPSO são limitadas de acordo com os navios-petroleiros, dos quais elas são adaptadas. Desta maneira, faz-se necessário o desenvolvimento de tecnologias compactas para tratamento de gases visando aumentar a capacidade das futuras unidades de produção.

2.5 ANÁLISE EXERGÉTICA EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE CO_2

Como já citado nas seções anteriores, a eficiência energética e a economia de energia têm se tornado cada mais mais essenciais ao setor de óleo e gás. Eles permitem ao setor reduzir custos, implementar tecnologias de mitigação de emissões, superar restrições de extração de óleo e gás em locais de complexa implementação de plataformas, mantendo-os competitivos e autossuficientes energeticamente.

A norma 50001, criada em Julho de 2011 pela Organização Internacional de Padronização (ISO), estabelece diretrizes para implementação de sistemas de gerenciamento de energia. Esta norma exige o desenvolvimento de políticas, metas e objetivos para o uso mais eficiente da energia e a aplicação de dados e indicadores para medição dos resultados, tomadas de decisões e melhoria contínua. O guia elaborado pela Associação Global da Indústria de Petróleo e Gás para Questões Ambientais e Sociais (IPIECA) e a Associação Internacional dos Produtores de

Óleo e Gás (IOGP) propõe orientações para implementação da norma ISO 50001 na indústria de óleo e gás. Dentre as orientações, o guia sugere a elaboração de indicadores de desempenho de energia baseados em exergia (IPIECA;IOGP, 2013).

A análise exergética aplicada às plataformas de petróleo também é um tema largamente explorado pelos pesquisadores. Simulações de processos e dos componentes destes processos são realizadas a fim de identificar oportunidades de melhoria e verificar o quão próximo da condição ideal eles estão trabalhando.

O primeiro estudo disponível aplicado a uma plataforma *offshore*, foi desenvolvido por De Oliveira Jr. e Van Hombeeck (1997), os quais realizaram a análise exergética dos processos de separação, compressão e bombeamento de uma plataforma brasileira de petróleo. O software HYSIM foi utilizado para a simulação e a análise exergética se baseou em Kotas (1995). A eficiência exergética geral obtida foi de 9,7%. Os autores concluíram que os sistemas de aquecimento antes da separação do petróleo eram os principais destruidores de exergia da plataforma.

Entre os estudos mais recentes, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr. (2015) avaliaram o impacto dos sistemas de Captura e Armazenamento de Carbono (CCS) sobre a eficiência exergética de uma plataforma *offshore*. O estudo utilizou Aspen HYSYS para a simulação e a biblioteca de propriedades que inclui a equação de estado de Peng-Robinson para determinação das propriedades das substâncias. A análise exergética utilizou como referência as equações de Kotas (1995). Os resultados mostram que o sistema CCS consome cerca de 13549 kW de exergia (18% do total da exergia consumida na plataforma), dividindo-se em: 15 kW das bombas de captura de CO_2, 827 kW do trem de compressão e injeção e 12707 kW no aquecimento dos *reboilers* (refervedores). A inclusão de um sistema de captura de CO_2 implica em uma redução de 77% na emissão de CO_2 reduzindo apenas 2,8% da eficiência exergética geral da plataforma (12,1% sem CCS versus 9,3% com CCS).

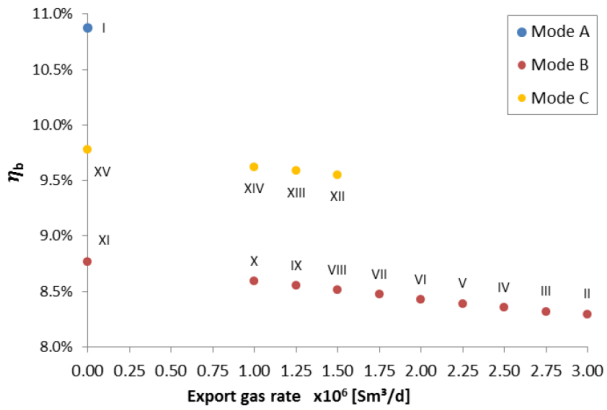
Carranza Sánchez et al. (2015) estudaram a influência dos modos de operação em função do estágio de produção de óleo e gás, e suas respectivas composições, na performance de uma plataforma FPSO. Os modos de operação estudados foram: 1) o estágio de maior produção de óleo e gás; 2) 50% BS&W (em português, porcentagem de sedimentos versus água produzido); e; 3) maior razão água/óleo produzido e gás extraído rico de CO_2. Utilizou-se o software Aspen HYSYS para a modelagem e simulação e fundamentou-se a análise exergética pelas equações de Kotas (1995). De acordo com os resultados, a potência consumida pelo sistema de compressão de CO_2 em cada modo de operação: 1) 1508 kW (3,4% do total da potência consumida na

plataforma); 2) 2176 kW (12,2% do total da potência consumida na plataforma); e; 3) como a concentração de CO_2 no gás natural é muito elevada, o sistema de separação/compressão de CO_2 não é acionado, assim, todo o gás é injetado no reservatório junto ao CO_2 pelo sistema de compressão do gás. A eficiência exergética do sistema de compressão de CO_2 resultou em: 1) 56,1%; e; 2) 56,4%. E a eficiência exergética dos compressores: 1) 82,4% (1° estágio), 81,6% (2° estágio), 81,7% (3° estágio) e 79,9% (4° estágio); 2) 82,0% (1° estágio), 81,6% (2° estágio), 81,7% (3° estágio) e 79,9% (4° estágio).

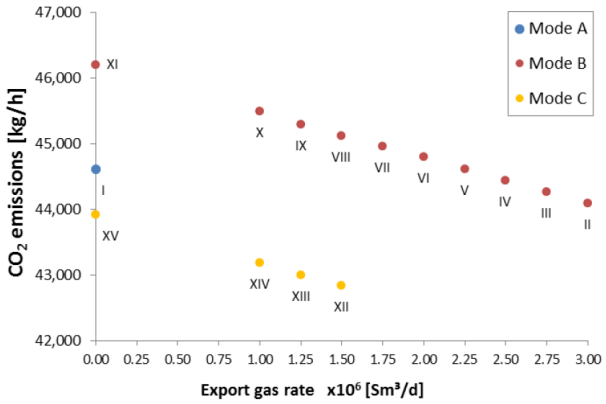
D'Aloia, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr. (2016) investigaram o efeito de diferentes cenários de demanda de gás e modos de operação nos indicadores de eficiência exergética e emissão de CO_2 de uma plataforma *offshore* (mesma plataforma analisada por Carranza Sánchez e De Oliveira Jr. (2015). Os modos analisados foram: 1) injeção de todo o gás natural e CO_2 extraído; 2) separação completa do gás e CO_2 e injeção do CO_2; 3) separação parcial do gás e CO_2 e injeção do CO_2 e gás não separados (considerando uma vazão fixa de gás não separado de 2,5 MSm^3/d). Os cenários de demanda de gás variaram entre zero (modo 1 ou injeção completa do gás) à 3 MSm^3/d, definindo-se quinze cenários diferentes. A simulação foi realizada com o software Aspen HYSYS, empregando também a biblioteca de propriedades que inclui a equação de estado Peng-Robinson para caracterização das propriedades dos fluidos. As equações de análise exergética foram baseadas em Kotas (1995). A eficiência exergética geral da plataforma resultou em: 1) 10,9%; 2) entre 9,75% e 9,5%, em função da variação da produção de gás; e; 3) entre 8,75% e 8,25%, em função da demanda de gás natural produzido (ver figura 12(a)). Na emissão de CO_2, o Modo 3 alcançou os menores valores (entre 44000 kg/h e 42600 kg/h, em função da demanda de gás), seguido do Modo 1 (44500 kg/h) e Modo 2 (46100 kg/h e 44000 kg/h), como ilustrado na figura 12(b).

Gallo et al. (2017) avaliaram o impacto da variação da produção de petróleo e gás natural, e suas respectivas composições, no desempenho de diversos processos e seus respectivos componentes em uma plataforma FPSO. Semelhante aos modos de operação do artigo do Carranza Sánchez et al. (2015), avaliou-se os modos: 1) o estágio de maior produção de óleo e gás; 2) 50% BS&W (em português, porcentagem de sedimentos versus água produzido); e; 3) maior razão água/óleo produzido e gás extraído rico de CO_2. Utilizou-se os softwares Thermoflex (Thermoflow, Inc.) para determinação dos parâmetros de performance das turbinas e compressores e o Aspen HYSYS para a simulação da FPSO. A metodologia de análise exergética se baseou em Kotas (1995). Os resultados mostraram que a compressão de gases da plataforma estão entre os processos que mais consomem potência, chegando a consumirem mais da metade

Figura 11 – Eficiência exergética e emissão de CO_2 em função da demanda de gás natural



(a) Eficiência exergética



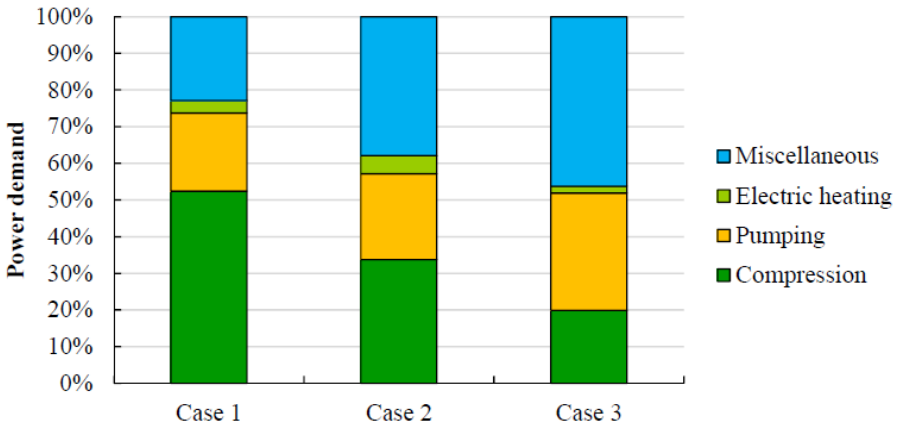
(b) Emissão de CO_2

Fonte: D'Aloia, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr., 2016.

da potência total no estágio de maior produção de óleo e gás, como pode-se notar na figura 12. De acordo com a figura 13, percebe-se que há uma leve queda na eficiência exergética entre os casos 1 e 3 nos estágios de compressão do sistema de compressão de CO_2 (*CO_2-rich stream compression)*. Os estudos também mostraram que a compressão do CO_2 está entre os processos que apresentaram maiores irreversibilidades (figura 14). De acordo com os autores, as principais causas destas irreversibilidades seriam a recirculação do fluxo pela válvula anti-surge que aumentam em cada caso e a utilização de compressores superdimensionados, os quais são responsáveis por quase a metade das irreversibilidades, conforme a figura 14.

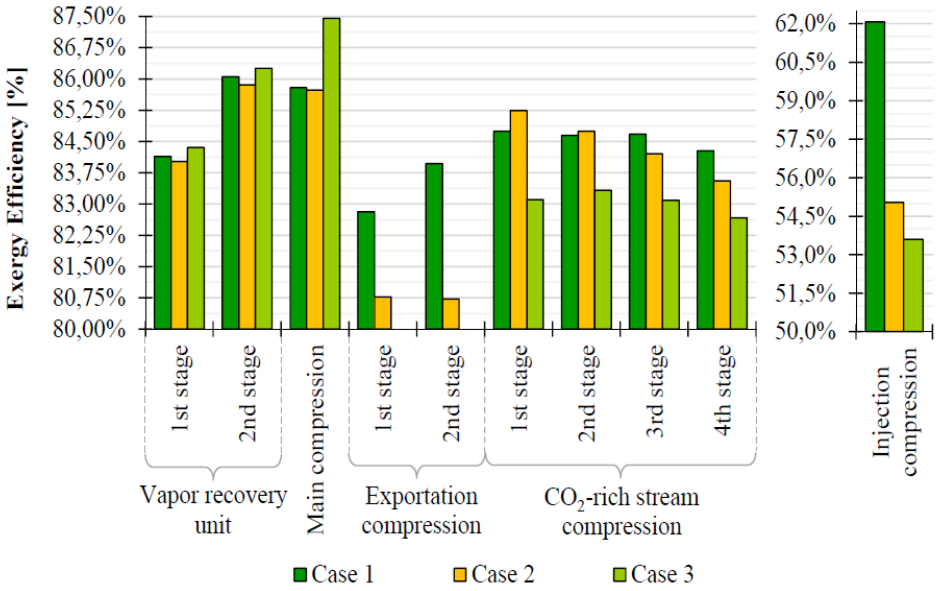
Cruz, Araújo e de Medeiros (2020) basearam-se nos resultados obtidos por Gallo et al. (2017) e suas proposições para analisar diferentes configurações de sistemas de compressão e a influencia destas na eficiência exergética, na demanda de energia e consumo de combustível, na emissão de CO_2, no espaço ocupado e no investimento necessário de uma plataforma FPSO.

Figura 12 – Demanda de energia por tipo de processo



Fonte: Gallo et al., 2017.

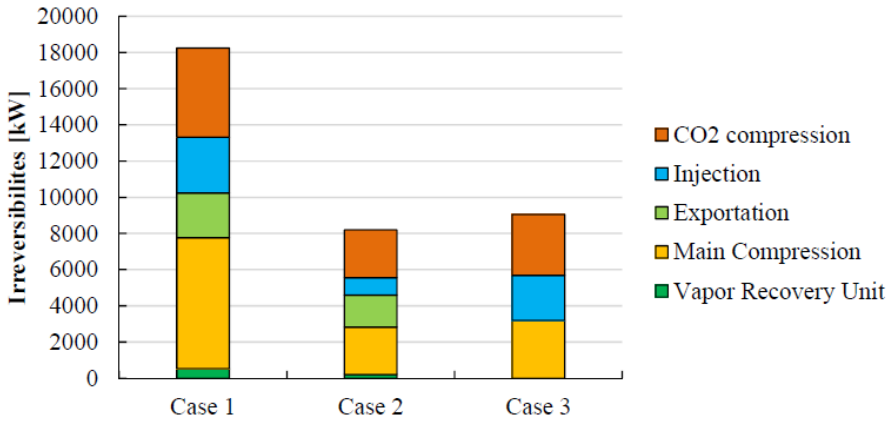
Figura 13 – Eficiência exergética dos compressores para os três casos



Fonte: Gallo et al., 2017.

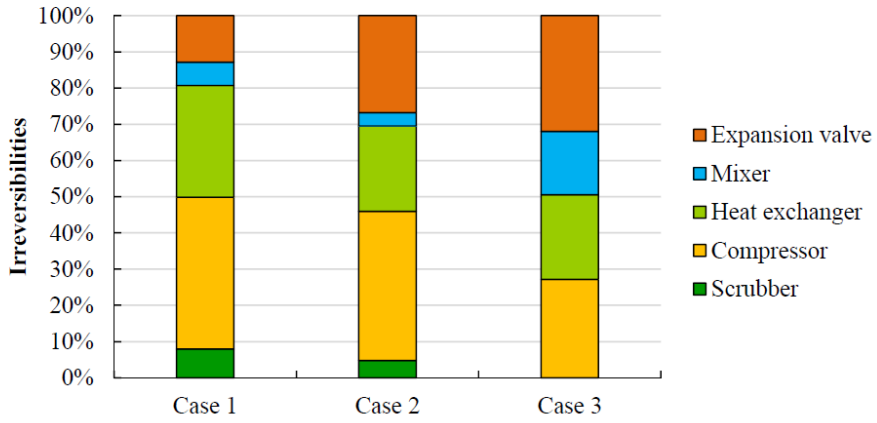
As configurações analisadas foram: 1) SSLC - compressores de grande porte e superdimensionados (configuração avaliada pelo texto base e aplicada na plataforma estudada); e; 2) MPSC - múltiplos compressores de pequeno porte (configuração proposta pelo texto base). Estas configurações foram avaliadas em função da capacidade de produção de gás: 1) máxima ou 100%; 2) média ou 50%; e; 3) mínima ou 25%. Para a simulação utilizou-se o software Aspen HYSYS e a biblioteca de propriedades que inclui a equação de estado Peng-Robinson para caracterização das propriedades dos fluidos. Os resultados obtidos mostraram que a eficiência exergética de múltiplos compressores é maior e mais constante quando comparada com a de compressores

Figura 14 – Irreversibilidades em cada caso, por processo



Fonte: Gallo et al., 2017.

Figura 15 – Irreversibilidades em cada caso, por equipamento

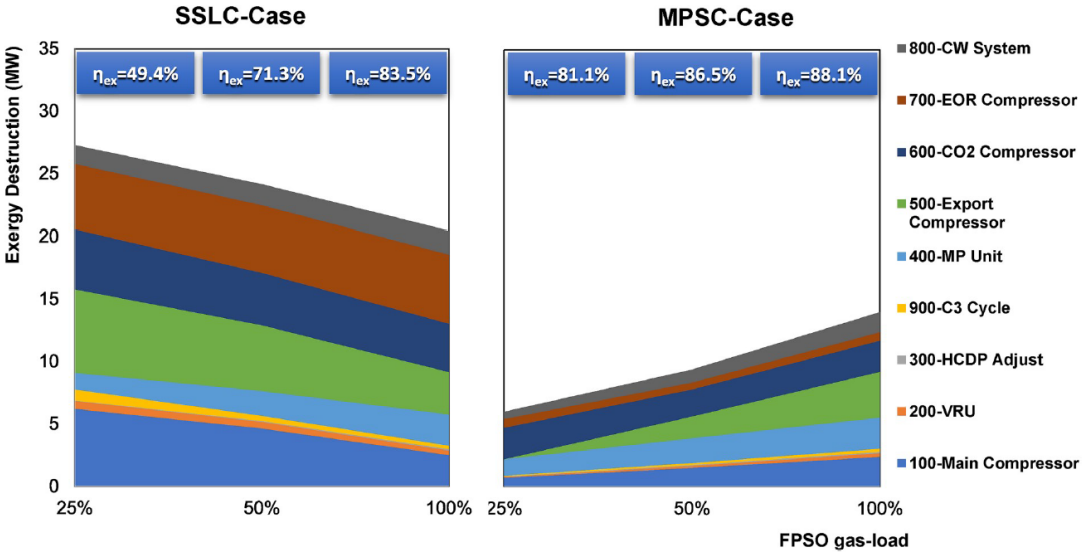


Fonte: Gallo et al., 2017.

superdimensionados (variando entre 81%, 86% e 88% nas capacidades mínima, média e máxima de produção de gás. Contra 49%, 71% e 83% em compressores superdimensionados). A exergia destruída em múltiplos compressores é menor e aumenta com o aumento da produção de gás, conforme os compressores são acionados. Em compressores de grande porte, o inverso ocorre, em que a exergia destruída diminui com o aumento da produção, quando diminui o acionamento da válvula anti-surge (ver figura 16). Os autores concluíram que os compressores múltiplos mostraram-se mais ambientalmente adequados, com menor necessidade de investimento e menor *footprint*, apesar de aumentar em 4% o peso do equipamento.

A tabela 2 apresenta um resumo da literatura analisada para fundamentação desta dissertação.

Figura 16 – Exergia destruída em função da produção de gás natural



Fonte: Cruz, Araújo e de Medeiros, 2020.

2.5.1 Considerações da revisão da literatura

Avaliando a literatura disponível, fica provado que a análise exergética do sistema de compressão de CO_2 tem grande relevância. No entanto, percebeu-se que a maioria das fontes abrangeram suas análises aos diversos processos e componentes da plataforma, não havendo estudos que explorassem somente o sistema de compressão de CO_2 e a influência de diferentes parâmetros na eficiência energética do sistema, tal como é proposto nesta dissertação.

Tabela 2 – Resumo da literatura analisada.

Referência	Resumo	Resultados
De Oliveira Jr. e Van Hombeeck, 1997	Análise exergética dos processos de separação, compressão e bombeamento de uma plataforma *offshore* brasileira.	Eficiência exergética: 9,7%. Ressalta a importância da exergia consumida nas operações de aquecimento antes da separação do petróleo.
Carranza Sánchez e De Oliveira Jr., 2015	Análise exergética de uma plataforma *offshore* de petróleo; Comparação entre: Caso 1: sem CCS, e, Caso 2: com CCS.	Eficiência exergética geral: Caso 1: 12,1%, e, Caso 2: 9,3%. Eficiência exergética do sistema de captura de CO2 (Caso 2): 8,5%. A implementação do CCS promove uma redução de 77% na emissão de CO2 enquanto diminui 2,8% da eficiência exergética geral.
Carranza Sánchez et al., 2015	Análise energética e exergética da performance de 3 modos operacionais de FPSO; Modo 1, o estágio de maior produção de óleo e gás; Modo 2, 50% BS&W; Modo 3, maior razão água/óleo produzido e gás extraído rico de CO2.	Eficiência exergética do sistema de compressão de CO2: Modo 1: 56,1%; Modo 2: 56,4% e Modo 3: sistema não acionado. Eficiência exergética dos compressores de CO2: Modo 1: 82,4% (1° estágio), 81,6% (2° estágio), 81,7% (3° estágio) e 79,9% (4° estágio); Modo 2: 82,0% (1° estágio), 81,6% (2° estágio), 81,7% (3° estágio) e 79,9% (4° estágio).
D'Aloia, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr., 2016	Análise exergética de uma plataforma *offshore* de petróleo; Comparação entre: Modo A: injeção de todo o gás natural e CO2 extraído, Modo B: Separação do gás e CO2 e injeção do CO2, e, Modo C: Separação parcial do gás e CO2 e injeção do CO2 e do gás não separado. Análise em função da variação da produção de gás.	Eficiência exergética geral: Modo A: 10,9%; Modo B: entre 9,75% e 9,5%, em função do fluxo de volumétrico; e; Modo C: entre 8,75% e 8,25%, em função da variação na produção de gás. Emissões de CO2: Modo A: 44500 kg/h; Modo B: entre 46100 e 44000 kg/h, em função da variação na produção de gás; e; Modo C: entre 44000 e 42600 kg/h, em função da variação na produção de gás.
Gallo et al., 2017	Análise exergética de sistemas de compressão de uma unidade FPSO brasileira; Análise em três períodos: Caso 1, o estágio de maior produção de óleo e gás; Caso 2, 50% BS&W (em português, porcentagem de sedimentos versus água produzido); Caso 3, maior razão água/óleo produzido e gás extraído rico de CO2.	Eficiência exergética do sistema de compressão de CO2: Caso 1: 84,8% (1° estágio), 84,7% (2° e 3° estágio) e 84,1% (4° estágio); Caso 2: 85,25% (1° estágio), 84,8% (2° estágio), 84,1% (3° estágio) e 83,5% (4° estágio); e; Caso 3: 83,1% (1° e 3° estágio). 83,4% (2° estágio) e 82,6% (4° estágio). Ressalta que a compressão de CO2 está entre os processos com maiores irreversibilidades (ver figura 14).
Cruz, Araújo e de Medeiros, 2020	Análise exergética dos sistemas de compressão de uma plataforma FPSO; Comparação entre: Caso 1: Compressores de grande porte, e, Caso 2: Múltiplos compressores de pequeno porte; Análise em função da capacidade de produção de gás: máxima ou 100%; média ou 50%; e; mínima ou 25%.	Eficiência exergética dos sistemas de compressão: Caso 1: entre 49% e 83%, e, Caso 2: entre 81% e 88%. Exergia destruída: Caso 1: entre 30% e 15%, e, Caso 2: 10% (ver figura 16). O caso 2 mostrou-se também mais ambientalmente adequado, com menor necessidade de investimentos e menor *footprint*, apesar de aumentar em 4% o peso do equipamento.

Fonte: Autor.

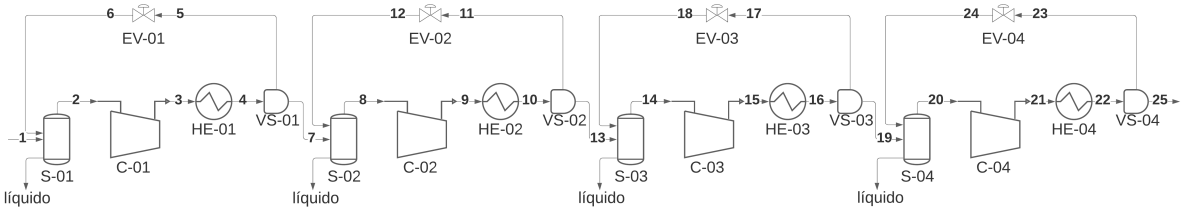
3 MÉTODO

Neste capítulo, será descrita a operação do sistema de compressão e de seus componentes, as bases teóricas e as ferramentas utilizadas na simulação do sistema de compressão de CO_2, bem como os parâmetros típicos e as hipóteses aplicadas.

3.1 DESCRIÇÃO DA OPERAÇÃO DO SISTEMA DE COMPRESSÃO DE CO_2

A figura 17 ilustra o esquema típico do sistema de compressão de CO_2 e seu funcionamento é descrito a seguir, bem como os parâmetros típicos aplicados na literatura.

Figura 17 – Esquema do sistema de compressão de CO_2



Fonte: Autor.

O sistema de compressão de CO_2 recebe uma mistura composta majoritariamente de dióxido de carbono e metano, proveniente da unidade de separação, e a comprime para a posterior reinjeção nos reservatórios de óleo com o intuito de armazenar o CO_2 e de recuperar o óleo nos reservatórios (EOR).

Como exposto por D'Aloia (2017), a unidade de compressão é projetada para operar com gases mais "pesados"quando comparado com outras unidades de compressão da plataforma, uma vez que o fluxo gasoso transportado neste sistema apresenta uma maior concentração molar de dióxido de carbono (maior peso molecular) do que hidrocarbonetos (menor peso molecular). De acordo com Petrobrás (2012), para a FPSO da cidade de Paraty, localizada no Polo de Pré-Sal da Bacia de Santos, estima-se que a unidade de compressão e injeção de CO_2 receba, das unidades de separação, gases com composições variando entre 52% e 83% de fração molar de CO_2.

O fluxo rico em CO_2 chega na entrada do sistema de compressão (posição 1 da figura 17) a uma pressão de 400 kPa e temperatura de 40°C e é recebido por um separador vertical tipo *scrubbers*, presente no início de todo estágio de compressão (S-01 ao S-04), a fim de garantir

que não haja líquido na linha de sucção dos compressores e para protegê-los de eventos indesejáveis, como bloqueio da vazão a jusante. A mistura é então comprimida por compressores centrífugos multiestágios (C-01 ao C-04) até atingir a pressão de 25110 kPa na saída do sistema (posição 25).

Após a compressão do fluxo gasoso, este é resfriado até a temperatura de 40°C em trocadores de calor (HE-01 ao HE-04), com uso de uma vazão adequada de água de resfriamento. De acordo com a literatura, é comum adotar que o escoamento sofre uma queda de pressão de aproximadamente 50 kPa nos trocadores de calor (D'ALOIA; CARRANZA SÁNCHEZ; DE OLIVEIRA JR., 2016).

Para garantir que os compressores trabalhem dentro da região de operação e protegê-los dos efeitos do *surge* em condições de baixa vazão, os sistemas de compressão dispõem de unidades de recirculação anti-*surge*, compostas por divisores de fluxo virtuais (VS-01 ao VS-04) que desviam parte do fluxo para a linha de recirculação e por válvulas de expansão adiabáticas (EV-01 ao EV-04) que reduzem a pressão do fluxo recirculado para a pressão do início do estágio.

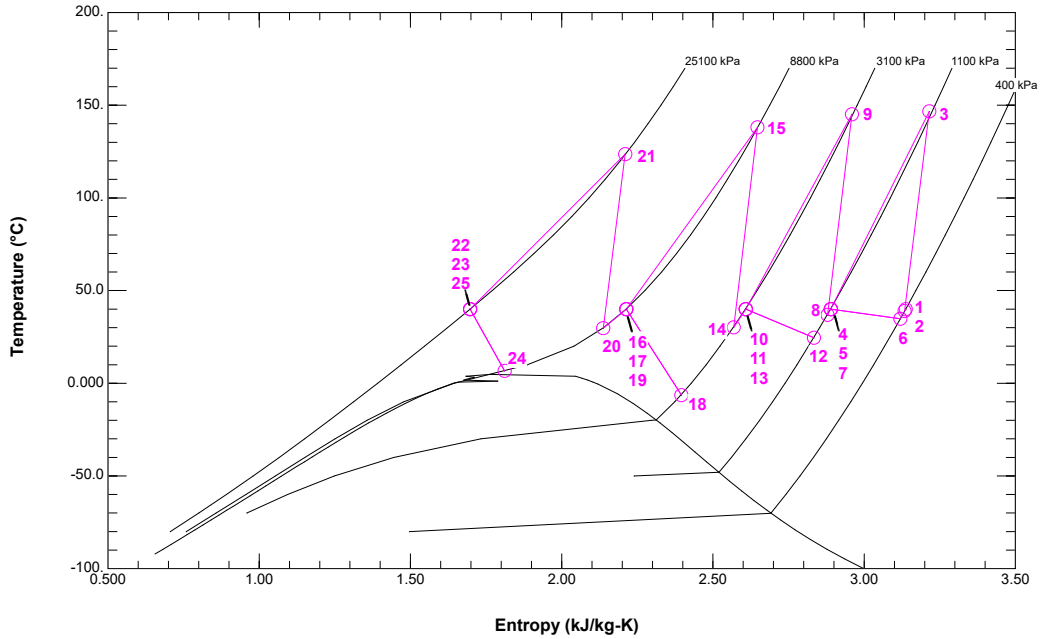
Este arranjo do processo de compressão por estágios com resfriamentos intermediários, ilustrado pela figura 17, visa reduzir a potência total necessária de maneira que a compressão seja aproximada da condição isotérmica, como exemplificado pelo diagrama T-s para um caso típico com uma mistura composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar (figura 18).

3.1.1 Compressores

Como demonstrado na seção 2.4, a compressão de gases está entre os processos que mais consomem energia na plataforma, havendo períodos em que o consumo atinge valores maiores do que 50% da energia gerada. Os compressores do sistema de compressão de CO_2, por exemplo, chegam à consumir sozinhos quase 20% do total da energia gerada na plataforma, em períodos de maior presença de CO_2 na composição do gás natural.

O grande desafio na modelagem dos compressores em cargas parciais, com contínuas variações na composição da mistura gasosa e vazão mássica ao longo do período de funcionamento da plataforma, é a obrigatoriedade de conhecer seus mapas de desempenho para determinação da eficiência isentrópica e dos limites de operação dos compressores para acionamento das unidades de recirculação anti-*surge*. Contudo, estes documentos são de difícil

Figura 18 – Diagrama temperatura versus entropia para um caso típico, com uma mistura gasosa composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar



Fonte: Autor.

acesso nas literaturas disponíveis por serem informações confidenciais dos fornecedores destes equipamentos.

Assim, alguns conceitos e simplificações foram utilizados para contornar estas limitações, os quais são demonstrados a seguir:

3.1.1.1 Estimativa da eficiência isentrópica

Para estimativa da eficiência isentrópica em cada estágio, utilizou-se o método elaborado por Rusch e Casey (2013). De acordo com os autores, a relação entre a eficiência isentrópica η_C e a eficiência politrópica η_P, a razão de pressão r e o coeficiente de expansão adiabática γ é dada pela equação 1:

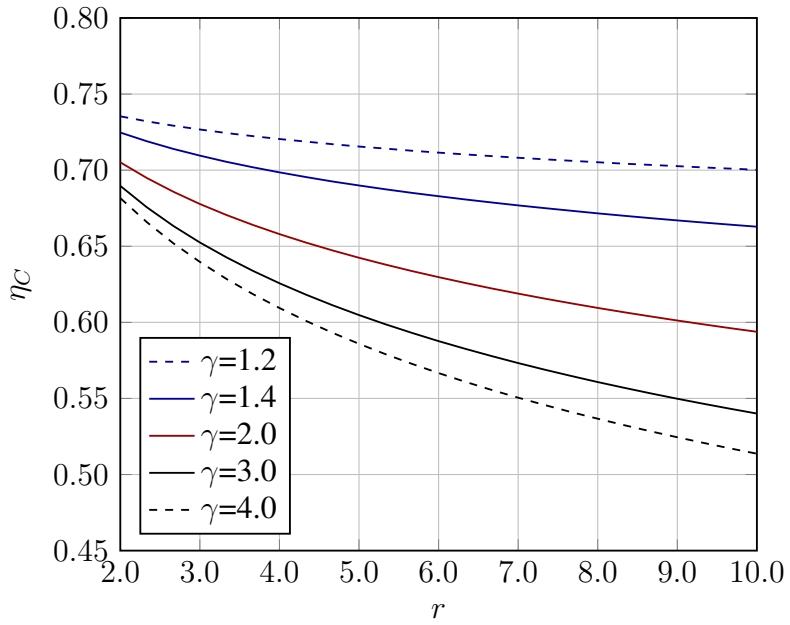
$$\eta_C = \frac{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma\,\eta_P}} - 1} \tag{1}$$

Para a aplicação, é razoável adotar uma eficiência politrópica de 0,75 para compressores centrífugos ou radiais (D'ALOIA; CARRANZA SÁNCHEZ; DE OLIVEIRA JR., 2016). O coeficiente de expansão adiabática, ou razão entre os calores específicos $\gamma = c_p/c_v$, é determinado pela temperatura média dos valores calculados na entrada e saída do compressor.

Ressalta-se que, o coeficiente de expansão adiabática apresenta pequena variação para o ar, mantendo-se próximo do valor de 1,4 para uma ampla faixa de temperatura, entretanto, varia significativamente em aplicações com CO_2, principalmente em condições próximas do ponto crítico.

A figura 19 apresenta um diagrama genérico da relação entre a razão de pressão e o coeficiente de expansão adiabática e a eficiência isentrópica do compressor, para uma eficiência politrópica de 0,75.

Figura 19 – Diagrama genérico da eficiência isentrópica do compressor η_C em função da razão de pressão r e do coeficiente de expansão adiabática γ (η_P=0,75)



Fonte: Autor.

Nota-se que quando se aumenta a razão de pressão se obtém menores eficiências isentrópicas. A queda na eficiência torna-se cada vez mais abrupta quanto maior for o coeficiente de expansão adiabática.

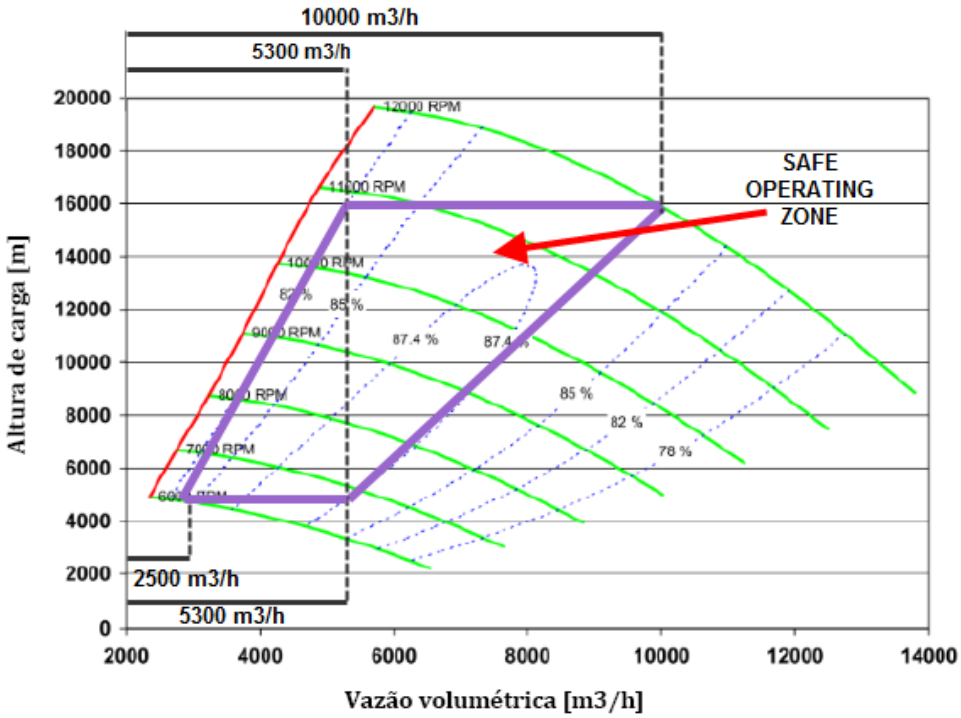
3.1.1.2 Zona de operação segura e acionamento da unidade de recirculação anti-surge

De acordo com Moore, Brun, Kurz et al. (2018), o projeto da unidade de recirculação anti-*surge* é vital para proteção contra danos aos compressores e seus componentes internos. Seu funcionamento consiste em um sistema que computa a diferença entre o ponto de operação

e o limite inferior, o qual é determinado de maneira que seja suficientemente longe e seguro da região de *surge*. Caso o ponto de operação seja menor do que o limite inferior, o sistema envia um sinal à válvula de recirculação, direcionando uma fração do fluxo da descarga de volta para a sucção do compressor, reduzindo as instabilidades provenientes da redução da vazão mássica na sucção.

A figura 20, a seguir, apresenta o mapa de desempenho de um compressor genérico e a zona de operação segura.

Figura 20 – Mapa de desempenho de um compressor genérico e zona de operação segura



Fonte: Autor "adaptado de" Odom, Muster et al., 2009.

A zona de operação segura é composta por quatro curvas, sendo a curva à esquerda a vazão limite inferior de operação. É razoável considerar que, em carga nominal, os compressores são dimensionados para operar próximo do ponto de máxima eficiência, ilustrado pela linha à direita da figura. Por fim, é plausível adotar como constante a pressão na saída de cada compressor e que o controle da variação da vazão acontece com a manipulação da rotação do rotor do compressor, representado na figura 20 pelas linhas horizontais da zona de operação segura. Desta maneira, é provável que o intervalo real de operação dos compressores estará compreendido dentro da zona de operação segura, movendo-se da linha próximo ao ponto de máxima

eficiência (à direita) até o limite inferior de operação (à esquerda), mantendo-se constante a pressão na descarga dos compressores.

Os quatro pontos nos limites da zona de operação segura, elencados na figura 20, demonstram que uma simplificação possível seria considerar que a vazão mínima de operação do compressor é aproximadamente igual à metade da vazão nominal, que é conhecida. Com isso, o sistema de recirculação anti-*surge* deve entrar em funcionamento quando a vazão na sucção do compressor for menor que a metade da vazão nominal.

3.1.2 Trocadores de calor

Os trocadores de calor presentes na descarga de todos os estágios reduzem a necessidade de energia para compressão do fluxo gasoso, diminuindo o tamanho dos compressores, parâmetro importante para as FPSO e sua área disponível limitada (ROMEO et al., 2009; BELTRAO et al., 2009).

Para determinação da temperatura na saída e vazão de água de resfriamento em condições de funcionamento fora da condição de projeto, variáveis necessárias para a análise exergética do sistema de compressão de CO_2, é fundamental analisar os trocadores de calor em carga parcial.

3.1.2.1 Temperatura na saída e vazão de água de resfriamento

Para a análise em carga parcial, aplicou-se o método da efetividade-NUT, o qual é definido por Incropera et al. (2007) como o mais adequado para os casos em que se conhece apenas as temperaturas na entrada dos trocadores de calor.

O método consiste em primeiramente determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, q_{max}, a qual é função da taxa de capacidade calorífica mínima C_{min} e da variação entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio $(T_{q,ent} - T_{f,ent})$, tal como demonstrado pela equação 2:

$$q_{max} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \tag{2}$$

sendo a taxa de capacidade calorífica mínima a menor taxa entre as capacidades caloríficas da mistura gasosa e da água de resfriamento, respectivamente, fluido quente e frio. As taxas de

capacidade caloríficas são calculadas pelo produto entre a vazão mássica e o calor específico a pressão constante dos fluídos.

Para a aplicação desta dissertação, foi adotado a temperatura da água de resfriamento na entrada do trocador de calor igual à 30°C e constante para todas as condições de operação. Considerou-se também a pressão da água de resfriamento constante e igual à 1140 kPa.

A efetividade de um trocador de calor, ε, mede a proximidade da taxa de transferência de calor real com a taxa de transferência de calor máxima possível, como definido pela equação 3:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{3}$$

para o caso dos trocadores desta dissertação a taxa de transferência de calor real é conhecida e definida na seção a seguir. Esta é definida também pelas relações entre os fluídos quente e frio, a seguir:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f c_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent}) \tag{4}$$

De acordo com Incropera et al. (2007), outra maneira de calcular a efetividade é por meio da sua relação com o número de unidades de transferência (NUT), um parâmetro adimensional frequentemente utilizado na análise de trocadores de calor. A relação efetividade-NUT dos trocadores do sistema de compressão de CO_2 desta dissertação, adotados como trocadores com escoamento cruzado de dois fluidos não misturados, é determinada a partir da equação 5:

$$\varepsilon = 1 - exp\left[\frac{1}{C_r}(NUT)^{0.22} exp[-C_r(NUT)^{0.78}] - 1\right] \tag{5}$$

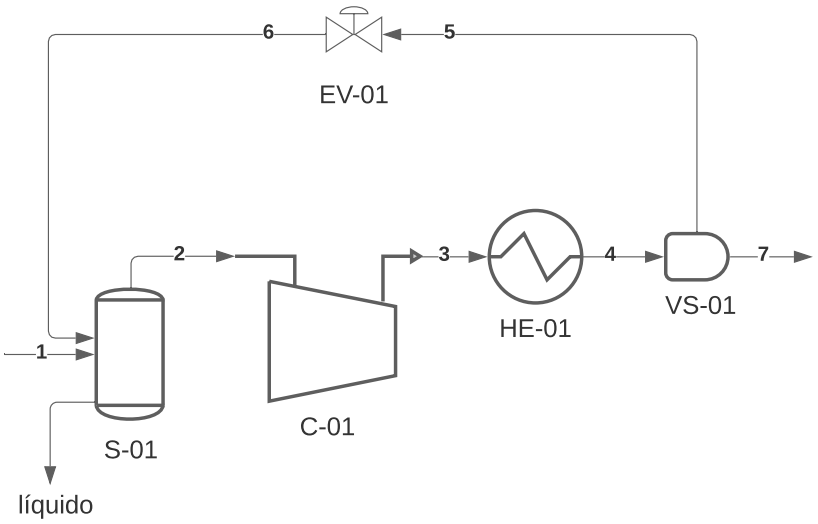
onde C_r é a razão entre as taxas de capacidade calorífica mínima C_{min} e máxima C_{max}. Para a aplicação, é razoável considerar o número de unidades de transferência NUT igual a 4, para trocadores de calor adequadamente dimensionados.

Desta maneira, calculando os parâmetros estabelecidos anteriormente e igualando as relações de efetividade, definidas pelas equações 3 e 5, pode-se determinar a temperatura de saída e a vazão mássica de água de resfriamento dos trocadores de calor em cada estágio de compressão e condição de operação, variando a vazão mássica da mistura gasosa.

3.2 ANÁLISE DA PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA E BALANÇO DE MASSA

A figura 21 apresenta o esquema simplificado de um estágio de compressão, composto por separador vertical tipo *scrubber* (S-01), compressor (C-01), trocador de calor (HE-01) e unidade de recirculação anti-*surge*, constituída por divisor de fluxo virtual (VS-01) e válvula de expansão adiabática (EV-01). Este arranjo se repete no sistema completo, mostrado na figura 17.

Figura 21 – Representação esquemática de um estágio do sistema de compressão de CO_2



Fonte: Autor.

Aplicando-se a equação geral da primeira Lei da Termodinâmica para volumes de controle, definida pela equação 6, a cada componente do sistema de compressão da figura 21, obtém-se as relações demonstradas a seguir.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{e} \dot{m}\left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) - \sum_{s} \dot{m}\left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) \tag{6}$$

onde $\dot{Q}$ é o calor recebido ou perdido, $\dot{W}$ é a potência gerada ou consumida, $\dot{m}$ é a vazão mássica e h a entalpia específica. Para a aplicação, as componentes cinética $\frac{1}{2}V^2$ e potencial gz podem ser consideradas desprezíveis e, para processos em regime permanente, a variação da energia interna $\frac{dE}{dt}$ é nula.

Para o *scrubber* (S-01), pode-se considerar desprezível a saída de líquido em condições normais de operação, de tal maneira que a saída de gás tem a mesma composição da entrada. Com isso, as entalpias específicas nas posições 1, 2 e 6 da figura 21 têm a seguinte relação:

$$h_2 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6}{\dot{m}_2} \tag{7}$$

Para o compressor (C-01) do primeiro estágio de compressão, considerado adiabático, a potência necessária para a compressão do fluido $\dot{W}_C$ é determinada de acordo com a equação 8:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 \tag{8}$$

Para o trocador de calor (HE-01) do primeiro estágio de compressão, o calor perdido pela mistura gasosa $\dot{Q}_{HE}$ é dado pela equação 9:

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \tag{9}$$

No divisor de fluxo (VS-01), é razoável considerar que as propriedades termodinâmicas na entrada (posição 4 da figura 21) e saídas (posições 5 e 7) não se alteram. Na válvula de expansão adiabática (EV-01), sabe-se que as entalpias específicas na entrada (posição 5) e saída (posição 6) são iguais.

A temperatura e pressão na entrada do sistema de compressão (posição 1 da figura 21) são conhecidas. Para o *scrubber*, é razoável considerar que a queda de pressão é desprezível, de modo que a mistura ocorra por um processo isobárico. Desta forma, as pressões na entrada (posição 1 e 6) são iguais à pressão na saída (posição 2).

A pressão na saída do primeiro estágio de compressão (posição 3) é calculada conhecendo a razão de pressão r do compressor e utilizando a equação 10:

$$p_3 = p_2\, r \tag{10}$$

A entalpia específica na saída do compressor do primeiro estágio de compressão é determinada pela equação 11:

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3,s} - h_2}{\eta_C} \tag{11}$$

onde $h_{3,s}$ é a entalpia específica para uma compressão isentrópica e η_C é a eficiência isentrópica, calculada de acordo com a discussão apresentada na seção 3.1.1.1.

A temperatura na saída do trocador de calor (posição 4 da figura 21) é conhecida e a pressão é obtida ao descontar a perda de carga pd da pressão na saída dos compressores (posição 3).

$$p_4 = p_3 - pd \tag{12}$$

As outras propriedades termodinâmicas em todos os pontos do sistema de compressão (figura 21) são determinadas conhecendo-se pelo menos duas das propriedades em cada ponto e aplicando-se as equações de estado descritas na seção 3.3.

Aplicando-se a equação geral do balanço de massa para volumes de controle, definida pela equação 13, obtém-se as relações demonstradas na tabela 3 para cada componente do sistema de compressão.

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = \frac{d\dot{m}_{VC}}{dt} \tag{13}$$

onde $\sum \dot{m}_e$ e $\sum \dot{m}_s$ são as somas das vazões mássicas que entram e saem pelas fronteiras do volume de controle e $d\dot{m}_{VC}/dt$ é a taxa de variação da massa dentro do volume de controle, a qual é nula para processos com escoamento em regime permanente.

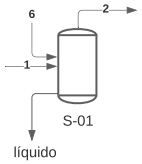
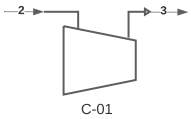
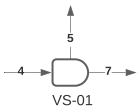
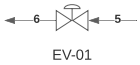
Um modelo foi desenvolvido no software *Engineering Equation Solver - EES* para executar as rotinas descritas, aplicando-as a todos os estágios de compressão. Este modelo pode ser consultado no apêndice A.1 desta dissertação.

3.3 EQUAÇÕES DE ESTADO

A equação de estado proposta por Span e Wagner (1996) é a mais precisa atualmente para determinação das propriedades termodinâmicas em aplicações com CO_2. Elas são válidas para temperaturas entre 216 e 1100 K e pressões de até 800 MPa. As incertezas estimadas variam entre 0,03% a 0,05% para densidade e 0,15% e 1,5% para o calor específico, para pressões até 30 MPa e temperaturas até 523 K (WILHELMSEN et al., 2012).

A equação de Span e Wagner está disponível na biblioteca CoolProp, uma biblioteca C++ de código aberto, com dados termo-físicos de 110 fluidos puros ou pseudo-puros e com integração para diversas linguagens de programação (C++, C#, Python, MATLAB, Java, etc.) e softwares (Labview, Engineering Equation Solver, Microsoft Excel, etc.). Esta ferramenta tem como vantagem a possibilidade de estimar propriedades de misturas de gases utilizando a

Tabela 3 – Balanço de massa para cada componente do sistema de compressão de CO_2

Componente		Balanço
Scrubber		$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_2$
Compressor		$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$
Trocador de Calor		$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$
Divisor de fluxo		$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7$
Válvula de expansão		$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$

Fonte: Autor.

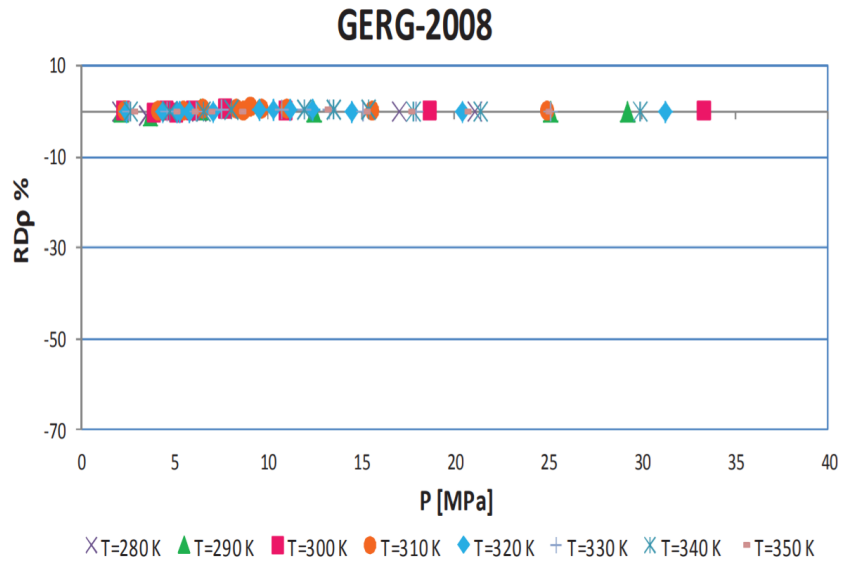
equação de estado conhecida como GERG-2008, desenvolvida para misturas de gás natural e outros componentes (BELL et al., 2014).

A equação de estado de GERG-2008 é válida para temperaturas entre 90 e 450 K e pressões até 35 MPa. Quando aplicadas a misturas gasosas com CO_2, GERG-2008 apresenta incertezas para estimativa da densidade entre 0,1% e 0,3% para misturas com fração molar de CO_2 de até 0,20 e, para fração molar de CO_2 maior do que 0,20, incertezas maiores do que 0,3% (KUNZ et al., 2007; KUNZ; WAGNER, 2012).

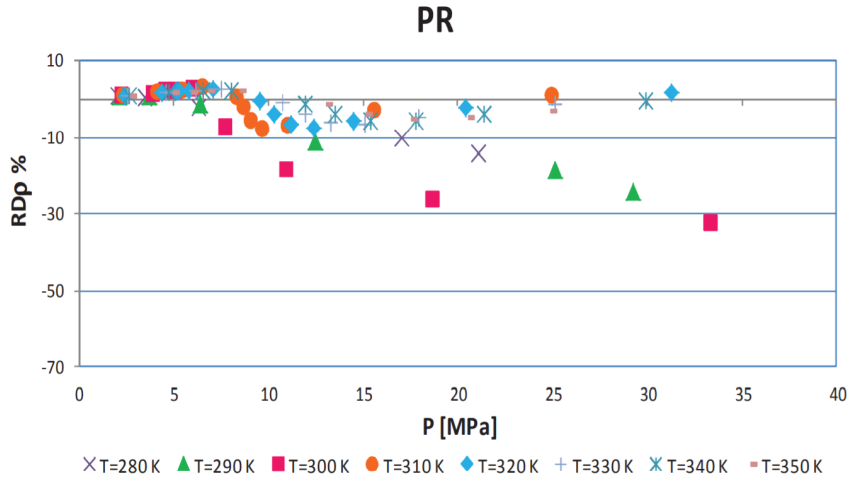
De acordo com o estudo de Mazzoccoli, Bosio e Arato (2012), para misturas gasosas compostas por CO_2 e CH_4 com alto teor de CO_2, a equação de estado de GERG-2008 foi a que apresentou maior proximidade com os resultados experimentais de todas analisadas, dentre elas as equações de Peng-Robinson (PR), modelo mais utilizado nas literaturas avaliadas na seção 2.5.

A precisão pode ser constatada ao analisar as figuras 23(a) e 23(b), as quais apresentam os desvios relativos entre as estimativas utilizando as equações de estado GERG-2008 e Peng-Robinson (PR), respectivamente, e os resultados experimentais da densidade de uma mistura gasosa de CO_2 e CH_4, com fração molar de CO_2 de 0,98.

Figura 22 – Desvios relativos entre estimativas e dados experimentais da densidade de uma mistura de CO_2 e CH_4, com 0,98 de fração molar de CO_2



(a) GERG-2008



(b) Peng-Robinson

Fonte: Mazzoccoli, Bosio e Arato, 2012.

Para as equações de GERG-2008 observa-se que os desvios relativos permanecem nulos com o aumento da pressão, diferentemente das equações de Peng-Robinson (PR), as quais apresentam desvios maiores quanto maior for a pressão, atingindo desvios acima de 30%.

Desta maneira, dada a precisão das equações de estado contidas na biblioteca CoolProp para determinação das propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema, decidiu-se integrá-la ao código computacional desenvolvido, e disponível no apêndice A.1.

O código a seguir exemplifica a aplicação desta ferramenta para determinação, no Sistema Internacional de Unidades, da entalpia específica de uma mistura gasosa composta por CO_2 e CH_4, com fração molar de 0,70 de CO_2, a uma pressão e temperatura de 101325 Pa e 298 K, respectivamente:

$$h = PropsSI('H','P',101325,'T',298,'HEOS :: CarbonDioxide[0.7]\&Methane[0.3]')$$

3.4 ANÁLISE EXERGÉTICA

Kotas (1995) descreve que a taxa de exergia de um fluxo de matéria com base no tempo, $\dot{B}$, pode ser dividido em quatro componentes distintos: exergia cinética $\dot{B}_k$, exergia potencial $\dot{B}_p$, exergia física $\dot{B}_{ph}$ e exergia química $\dot{B}_{ch}$, conforme a equação a seguir:

$$\dot{B} = \dot{B}_k + \dot{B}_p + \dot{B}_{ph} + \dot{B}_{ch} \tag{14}$$

As componentes cinética e potencial podem ser consideradas desprezíveis para a aplicação deste estudo e, com a ausência de reações químicas e variações nas composições das vazões nos processos analisados, a componente química também pode ser considerada desprezível. Assim, a exergia total de cada fluxo de massa é equivalente a sua componente física. A exergia específica total pode ser definida como:

$$b = b_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{15}$$

onde h é a entalpia específica, s é a entropia específica e os termos com subscrito 0 referem-se às condições no estado morto.

As condições do estado morto variam conforme o meio ambiente. Para o estudo, adotou-se como referência 1 atm (1,01325 bar) e 25°C, propriedades próximas às condições do ambiente da costa brasileira, tal como empregados pelas fontes analisadas na seção 2.5.

A taxa de exergia destruída $\dot{B}_d$ pode ser entendida como o trabalho perdido ou a oportunidade não aproveitada para realização de trabalho (BEJAN, 2016). Este conceito permite mensurar as perdas (irreversibilidades) que impossibilitaram atingir a máxima capacidade de geração ou o mínimo consumo de trabalho de um processo termodinâmico. De acordo com Kotas (1995), a taxa de exergia destruída pode ser determinada pelo balanço exergético de um volume de controle:

$$\dot{B}_d = \sum_e \dot{B}_i - \sum_s \dot{B}_i - \sum \dot{W} + \sum \dot{B}^Q \tag{16}$$

onde $\sum \dot{B}_i$ é a somatória das taxas de exergia dos fluxo de matéria i que entram ou saem do volume de controle, $\dot{W}$ é a potência total do sistema, sendo positiva quando é gerada pelo sistema. $\sum \dot{B}^Q$ é a somatória da taxa de transferência de exergia por uma fonte de calor e pode ser considerada desprezível para a aplicação deste estudo.

A eficiência exergética ou eficiência de Segunda Lei é o indicador que busca medir o quão próximo do melhor desempenho possível as máquinas ou processos estão operando. Existem inúmeras variações para o cálculo da eficiência exergética, porém, a proposta por Kotas (1995) e conhecida como eficiência racional (*rational efficiency*) é a mais empregada pela maioria das fontes encontradas e citadas na seção 2.5. Esta relação é amplamente utilizada pela precisão na avaliação do desempenho da maioria das unidades de operação mais comuns e por permitir determinar o desempenho de plantas com processos separados e associados, tais como, os processos das plataformas *offshore* de petróleo que são o objeto de estudo desta dissertação (GHANNADZADEH et al., 2012; CARRANZA SÁNCHEZ, 2017).

A eficiência racional é resultado da relação entre o efeito exergético desejado e a exergia utilizada para atendê-lo, como demonstrado pela equação 17. Outra maneira de se determinar a eficiência racional é por meio da relação entre a exergia destruída e a exergia utilizada.

$$\psi = \frac{\sum \Delta \dot{B}_{desejada}}{\sum \dot{B}_{utilizada}} = 1 - \frac{\dot{B}_d}{\sum \dot{B}_{utilizada}} \tag{17}$$

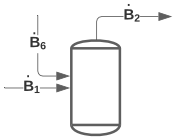
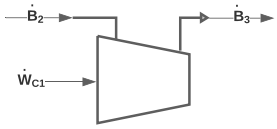
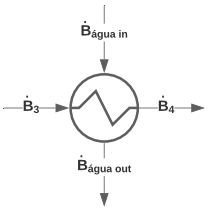
3.4.1 Análise exergética aplicada aos componentes do sistema de compressão

A tabela 4 apresenta as equações de destruição de exergia de cada componente do primeiro estágio do sistema de compressão definidas ao aplicar o balanço de exergia (equação 16) em cada volume de controle representado pelas figuras contidas na tabela.

Para o divisor de fluxo (VS-01), é razoável considerar que as propriedades termodinâmicas na entrada (posição 4 da figura 23) e saídas (posições 5 e 7) não se alteram, não havendo destruição de exergia.

Para o compressor, a eficiência exergética é determinada aplicando-se ao seu volume de controle a equação da eficiência racional (equação 17). Dado que o efeito exergético desejado

Tabela 4 – Exergia destruída e eficiência exergética para cada componente do primeiro estágio sistema de compressão

Componente		Destruição de Exergia
Scrubber		$\dot{B}_{d,S1} = \dot{B}_1 - \dot{B}_2 + \dot{B}_6$
Compressor		$\dot{B}_{d,C1} = \dot{B}_2 - \dot{B}_3 - \dot{W}_{C1}$
Trocador de Calor		$\dot{B}_{d,HE1} = \dot{B}_3 - \dot{B}_4 + \dot{B}_{água\ in} - \dot{B}_{água\ out}$
Válvula de Expansão		$\dot{B}_{d,EV1} = \dot{B}_5 - \dot{B}_6$

Fonte: Autor.

é igual à variação das taxas de exergia do fluxo entre a entrada e saída $\dot{B}_3 - \dot{B}_2$ e a exergia necessária é igual à potência consumida pelo compressor $\dot{W}_{C1}$.

$$\psi_{C1} = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_3}{\dot{W}_{C1}} = 1 - \frac{\dot{B}_{d,C1}}{\dot{W}_{C1}} \tag{18}$$

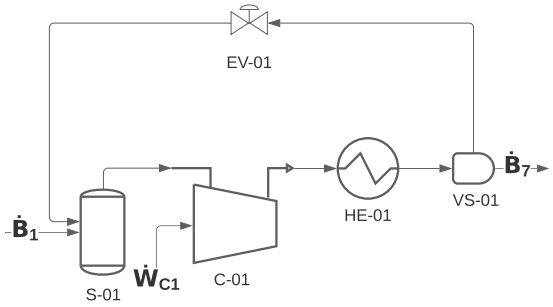
3.4.2 Análise exergética aplicada ao primeiro estágio do sistema de compressão

A exergia destruída total no primeiro estágio do sistema de compressão pode ser determinada pela soma das exergias destruídas em cada componente ou aplicando-se a equação 16 ao volume de controle da figura 23:

$$\dot{B}_{d,estagio,1} = \dot{B}_{d,S1} + \dot{B}_{d,C1} + \dot{B}_{d,HE1} + \dot{B}_{d,EV1} = \dot{B}_1 - \dot{B}_7 + \dot{B}_{água\ in} - \dot{B}_{água\ out} - \dot{W}_{C1} \tag{19}$$

A eficiência exergética do primeiro estágio do sistema de compressão de CO_2 é determinada ao aplicar a equação 17 ao volume de controle da figura 23. O efeito exergético desejado é igual à variação da taxa de exergia das correntes que entram e saem do sistema $\dot{B}_1 - \dot{B}_7$

Figura 23 – Volume de controle do primeiro estágio do sistema de compressão de CO_2



Fonte: Autor.

somado à taxa de exergia da água de resfriamento que entram e saem no trocador de calor $\dot{B}_{\text{água}\,in} - \dot{B}_{\text{água}\,out}$. A exergia necessária é igual à potência consumida pelo compressor $\dot{W}_{C1}$. Outra maneira de se calcular a eficiência exergética do primeiro estágio é por meio da relação entre a exergia destruída total e a exergia necessária.

$$\psi_1 = \frac{(\dot{B}_1 - \dot{B}_7) + (\dot{B}_{\text{água}\,in} - \dot{B}_{\text{água}\,out})}{\dot{W}_{C1}} = 1 - \frac{\dot{B}_{d,estagio,1}}{\dot{W}_{C1}} \tag{20}$$

As duas maneiras apresentadas para determinação da eficiência exergética foram utilizadas para a validação do modelo proposto.

A exergia destruída e a eficiência exergética dos demais estágios de compressão são calculadas repetindo-se as rotinas anteriormente descritas.

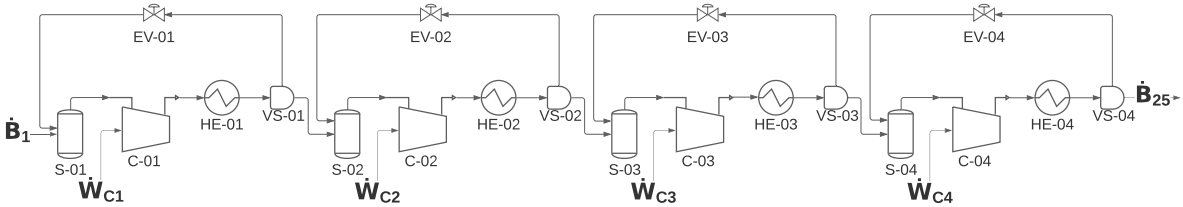
3.4.3 Análise exergética aplicada ao sistema de compressão

A exergia destruída total para o caso de um sistema de compressão com quatro estágios é determinada pela soma das exergias destruídas em cada estagio ou aplicando-se o balanço de exergia (equação 16) ao volume de controle da figura 24:

$$\dot{B}_{d,total} = \sum \dot{B}_{estagio,i} = \dot{B}_1 - \dot{B}_{25} + \sum(\dot{B}_{\text{água}\,in,i} - \dot{B}_{\text{água}\,out,i}) - \sum \dot{W}_{C,i} \tag{21}$$

A eficiência exergética geral do sistema de compressão de CO_2 é determinada empregando os mesmos métodos utilizados na eficiência do primeiro estágio, presentes na subseção 3.4.2.

Figura 24 – Volume de controle do sistema de compressão de CO_2



Fonte: Autor.

$$\psi_{geral} = \frac{\dot{B}_1 - \dot{B}_{25} + \sum(\dot{B}_{\text{água}\,in,i} - \dot{B}_{\text{água}\,out,i})}{\sum \dot{W}_{C,i}} = 1 - \frac{\dot{B}_{d,total}}{\sum \dot{W}_{C,i}} \tag{22}$$

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados as condições de contorno e premissas adotadas para os cálculos. Um caso típico é proposto para validar se o modelo é fisicamente consistente. Avaliações da influência de diferentes parâmetros nos resultados energéticos e exergéticos são também apresentadas e discutidas, tais como: variação da vazão mássica e da composição da mistura gasosa, para vazão mássica igual a vazão de projeto e 40% da vazão de projeto.

4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO E PREMISSAS

As condições de contorno aplicadas em todas as análises foram extraídas das literaturas exploradas e divididas nas tabelas 5 e 6, respectivamente, relativas às propriedades conhecidas do sistema e aos parâmetros de projeto empregados.

Tabela 5 – Propriedades conhecidas do sistema de compressão de CO_2

Propriedade	**Variável**	**Unidade**	**Valor**
Pressão na entrada do trem de compressão	p_1	kPa	400
Temperatura na entrada do trem de compressão	T_1	°C	40
Pressão na saída global do trem de compressão	p_{25}	kPa	25.110
Temperatura na saída global do trem de compressão	T_{25}	°C	40
Pressão da água de resfriamento nos trocadores de calor	$p_{água}$	kPa	1.140
Temperatura da água de resfriamento na entrada dos trocadores de calor	$T_{água\,in}$	°C	30
Temperatura na saída dos trocadores de calor	$T_4, T_{10}, T_{16}\, e\, T_{22}$	°C	40

Fonte: Cuchivague, 2015 e D'Aloia, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr., 2016.

Como premissa, nas análises realizadas, considerou-se o funcionamento do sistema tanto na condição de projeto quanto para vazões abaixo da vazão mássica nominal, dando importância à variação da vazão mássica ao longo do período de produção de gás no poço a fim de entender sua influência nos resultados energéticos e exergéticos. As eficiências isentrópicas dos compressores foram estimadas aplicando-se o método proposto por Rusch e Casey (2013), o qual permite estimar a eficiência conhecendo-se a razão de pressão e eficiência politrópica do compressor e o coeficiente de expansão adiabática (ver seção 3.1.1.1). O acionamento da unidade de recirculação anti-*surge* foi assumido que ocorre quando a vazão volumétrica na en-

Tabela 6 – Parâmetros de projeto do sistema de compressão de CO_2

Parâmetro	**Variável**	**Unidade**	**Valor**
Vazão mássica nominal (condição de projeto)	$\dot{m}_{nom}$	kg/s	27,77
Número de estágios de compressão	N	-	4
Eficiência politrópica em cada estágio de compressão	η_p	%	75
Número de unidades de transferência dos trocadores de calor	NUT	-	4
Perda de carga nos trocadores de calor	pd	kPa	50

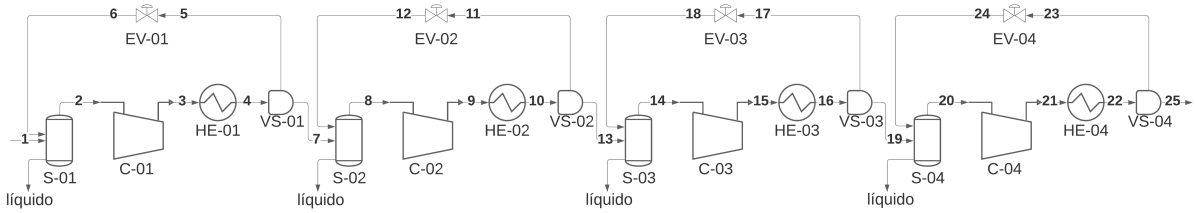
Fonte: Cuchivague, 2015 e D'Aloia, Carranza Sánchez e De Oliveira Jr., 2016.

trada dos compressores atinge valores menores do que a metade da vazão de projeto, premissa demonstrada na seção 3.1.1.2. Para o cálculo da temperatura na saída e vazão de água de resfriamento, utilizou-se o método da efetividade-NUT, definido na seção 3.1.2.1. Por fim, assumiu-se trocadores de calor adequadamente dimensionados e com número de unidades de transferência constante durante todo o funcionamento.

4.2 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS EXPLORANDO UM CASO TÍPICO

Um caso típico foi elaborado com o propósito de validar se o modelo elaborado é fisicamente consistente. O cenário proposto considera um sistema (ilustrado pela figura 17) composto por quatro estágios com razões de compressão idênticas e iguais a 2,863. Este sistema comprime um fluxo gasoso composto por 0,70 de fração molar de dióxido de carbono e 0,30 de metano e com vazão mássica igual à 40% da vazão nominal, sendo necessário o acionamento da unidade de recirculação anti-*surge*.

Figura 17 – Esquema do sistema de compressão de CO_2 (repetido da página 46)



Fonte: Autor.

O código computacional, presente no apêndice A.1, executa as rotinas descritas nos capítulos anteriores e os resultados obtidos são apresentados em quatro tabelas, exibidas a seguir.

A primeira é denominada Tabela de Propriedades, a qual apresenta as propriedades termodinâmicas em cada posição do sistema de compressão, tal como exibido na tabela 7. A posição 0 corresponde ao estado morto e as outras referem-se às posições do esquema da figura 17.

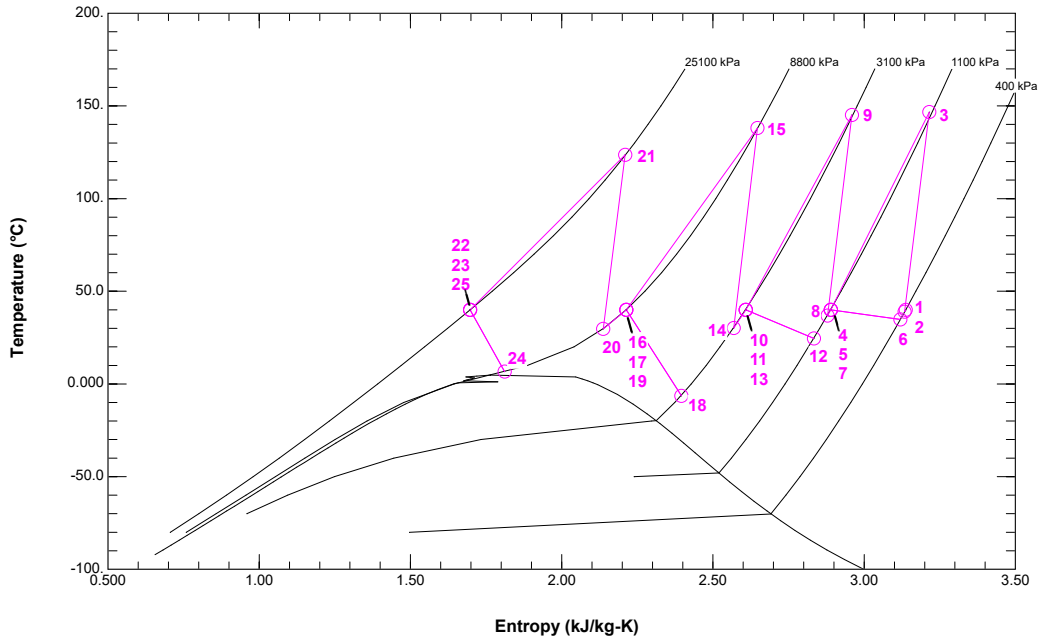
Tabela 7 – Tabela de propriedades para um caso típico

Posição #	Vazão Mássica [kg/s]	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Densidade [kg/m^3]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kgK]	Exergia [kJ/kg]
0	-	101,3	25,0	-	560,5	3,412	-
1	11,11	400	40,0	5,542	573,9	3,137	95,18
2	13,88	400	39,0	5,561	572,8	3,134	95,13
3	13,88	1145	146,7	11,83	690,8	3,215	188,9
4	13,88	1095	40,0	15,53	568,4	2,890	163,5
5	2,777	1095	40,0	15,53	568,4	2,890	163,5
6	2,777	400	34,8	5,639	568,4	3,119	95,0
7	11,11	1095	40,0	15,53	568,4	2,890	163,5
8	13,88	1095	36,9	15,70	565,0	2,879	163,3
9	13,88	3136	145,1	33,23	680,1	2,959	254,4
10	13,88	3086	40,0	46,99	551,4	2,608	230,3
11	2,777	3086	40,0	46,99	551,4	2,608	230,3
12	2,777	1095	24,6	16,45	551,4	2,834	163,1
13	11,11	3086	40,0	46,99	551,4	2,608	230,3
14	13,88	3086	30,2	49,21	539,1	2,569	229,9
15	13,88	8837	138,1	101,6	644,9	2,647	312,4
16	13,88	8787	40,0	175,0	489,9	2,214	286,5
17	2,777	8787	40,0	175,0	489,9	2,214	286,5
18	2,777	3086	-6,4	61,18	489,9	2,396	232,3
19	11,11	8787	40,0	175,0	489,9	2,214	286,5
20	13,88	8787	29,8	197,5	466,3	2,137	285,8
21	13,88	25160	123,6	334,2	552,6	2,210	350,3
22	13,88	25110	40,0	568,9	372,1	1,697	322,7
23	2,777	25110	40,0	568,9	372,1	1,697	322,7
24	2,777	8787	6,7	356,6	372,1	1,811	288,7
25	11,11	25110	40,0	568,9	372,1	1,697	322,7

Fonte: Autor.

Analisando os resultados apresentados para o caso típico na tabela de propriedades (tabela 7), destaca-se, por exemplo, os resultados das entalpias para pontos com a mesma temperatura (de quarenta graus Celsius), observa-se que o fluxo gasoso apresenta um comportamento próximo de um gás ideal até a posição 13 (entrada do *scrubber* do terceiro estágio), porém, a partir desta posição as diferenças entre as entalpias tornam-se significativas, devido o ponto de trabalho se aproximar do ponto crítico, como pode ser observado no diagrama T-s da figura 18. Nota-se também a proximidade do ponto crítico na saída da válvula de expansão do quarto estágio, ponto 24 do diagrama, onde verifica-se a importância dos separadores tipo *scrubber* para impedir haja líquido na sucção dos compressores.

Figura 18 – Diagrama temperatura versus entropia para um caso típico, com uma mistura gasosa composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar (repetido da página 48)



Fonte: Autor.

Em seguida, apresenta-se a tabela intitulada Análise de Primeira Lei e Estimativa da Eficiência Isentrópica (tabela 8). Nela são mostradas a eficiência isentrópica η estimada e o coeficiente de expansão adiabática utilizado na estimativa da eficiência, conforme a relação apresentada na seção 3.1.1.1. As potências consumidas pelos compressores em cada estágio e os calores rejeitados nos trocadores de calor foram calculados com a aplicação da equação geral da primeira Lei, procedimento demonstrado na seção 8. Apresenta-se também os totais das potências consumidas e calores rejeitados.

Tabela 8 – Análise de primeira Lei e estimativa da eficiência isentrópica dos compressores para um caso típico

Estágio #	γ [-]	η_C [-]	Potência [W]	Calor [kJ/s]
1	1,291	0,720	-1639	-1700
2	1,334	0,716	-1599	-1788
3	1,509	0,704	-1470	-2152
4	2,288	0,672	-1197	-2505
Total	-	-	-5905	-8145

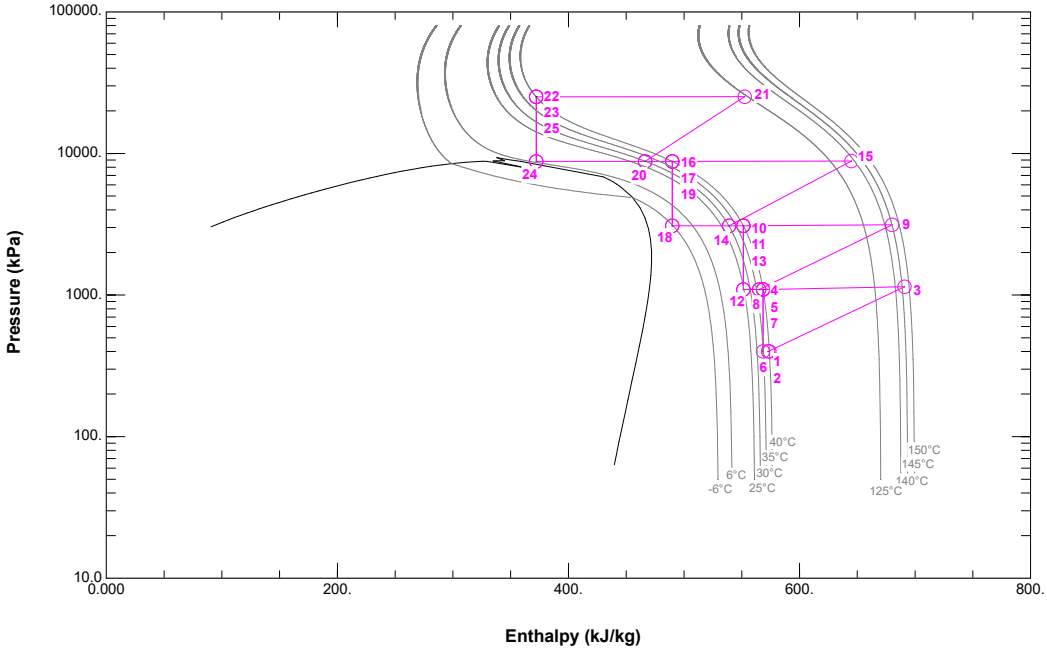
Fonte: Autor.

Os resultados da tabela 8 mostram que, para o caso típico analisado, os calores rejeitados nos trocadores de calor aumentam do primeiro ao último estágio, atingindo no último quase 150% do calor rejeitado no primeiro estágio, isto ocorre devido a maior variação das entalpias de entrada e saída no trocador de calor do último estágio, como pode ser percebido pelos pontos 21 e 22 no diagrama p-h da figura 25. A tabela 8 apresenta também uma proximidade entre os valores dos coeficientes de expansão adiabática γ, das eficiências isentrópicas η e das potências consumidas nos compressores entre o primeiro e terceiro estágio. No quarto estágio, porém, estas variáveis são significativamente diferentes. Com a proximidade do ponto crítico, o coeficiente de expansão adiabática no quarto estágio alcança valores consideravelmente maiores, reduzindo a estimativa da eficiência isentrópica do compressor. Mesmo com uma eficiência menor, a potência consumida tem seu menor valor no último estágio, dada uma menor variação da entalpia, como ilustrado pelos pontos 20 e 21 do diagrama p-h.

A tabela 9 apresenta os parâmetros calculados dos trocadores de calor e as propriedades da água de resfriamento. As efetividades dos trocadores de calor, as vazões mássicas e as temperaturas de saída da água de resfriamento foram determinados aplicando os procedimentos apresentados na seção 3.1.2.1.

Verifica-se na tabela 9 que maiores vazões mássicas e temperaturas de água de resfriamento na saída dos trocadores de calor são necessárias com o aumento do calor rejeitado em cada estágio, como mostrado na tabela 8. Contudo, mesmo com o aumento do calor rejeitado, a efetividade necessária dos trocadores de calor diminuiu do primeiro ao último estágio. Isto ocorre, devido a queda das temperaturas na saída dos compressores (conforme as posições 3, 9,

Figura 25 – Diagrama pressão versus entalpia para um caso típico, com uma mistura gasosa composta por 0,70 de CO_2 e 0,30 CH_4 de fração molar



Fonte: Autor.

Tabela 9 – Tabela de parâmetros e propriedades da água de resfriamento dos trocadores de calor para um caso típico

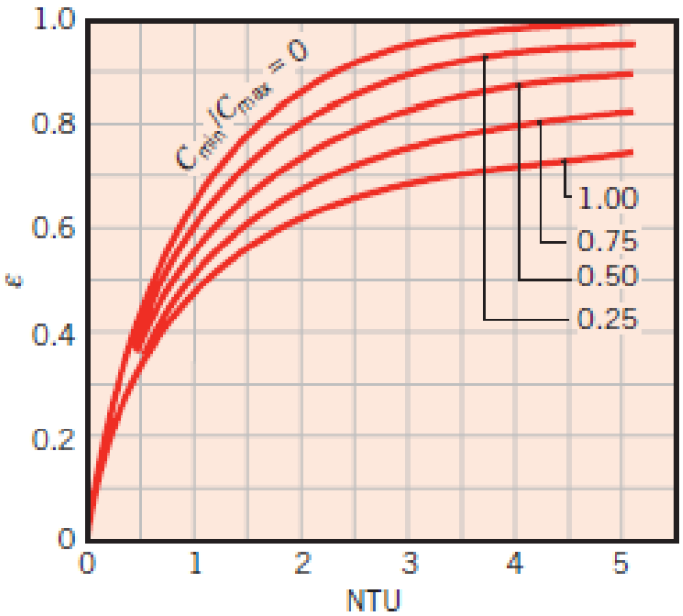
Estágio	Parâmetros		Propriedades							
			Entrada				Saída			
	Efetividade	$\dot{m}_{agua}$	Temp.	Entalpia	Entropia	Exergia	Temp.	Entalpia	Entropia	Exergia
#	[-]	[kg/s]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]	[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]
1	0,9143	21,72	30,0	126,8	0,3672	1,215	48,74	205,0	0,6869	4,790
2	0,9131	22,54	30,0	126,8	0,3672	1,215	48,99	206,1	0,6902	4,870
3	0,9075	25,67	30,0	126,8	0,3672	1,215	50,07	210,6	0,7042	5,213
4	0,8932	27,29	30,0	126,8	0,3672	1,215	51,98	218,6	0,7288	5,852

Fonte: Autor.

15 e 21 da tabela 7) e ao aumento da temperatura de água de resfriamento na saída, elevando a razão entre as taxas de capacidade calorífica, $C_r = C_{min}/C_{max} = \Delta T_{agua}/\Delta T_{mistura}$, onde $C = \dot{m}\, cp = \dot{Q}/\Delta T$. Como mostrado pela figura 26, que apresenta a relação da efetividade para a configuração dos trocadores de calor adotados, quanto maior a razão entre as taxas caloríficas, C_r, menor é a efetividade necessária, ε, para o mesmo número de unidades de transferência, NUT.

Finalmente, a tabela 10, denominada como Análise Exergética, apresenta os resultados das exergias destruídas em cada componente do sistema de compressão e os totais de exergia

Figura 26 – Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com os dois fluidos não-misturados



Fonte: Incropera et al., 2007.

destruída por estágio e por componente. A tabela também exibe as eficiências racionais dos compressores e geral do sistema de compressão de CO_2. Todos os parâmetros foram calculados conforme a metodologia desenvolvida na seção 3.4.

Tabela 10 – Análise exergética para um caso típico

Estágio	Destruição de Exergia					Eficiência Racional	
	Scrubber	Compressor	Trocador de Calor	Valvula de Expansão	Total	Compressor	Geral
#	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]	[%]
1	0,10	337,3	225,7	190,3	753,4	79,42	54,02
2	0,92	334,4	202,0	186,6	723,9	79,09	54,72
3	11,16	324,1	200,3	150,6	686,2	77,95	53,31
4	16,38	301,1	202,9	94,45	614,8	74,85	48,65
Total	28,56	1296,9	830,9	622,0	2778,3	-	52,94

Fonte: Autor.

De acordo com a tabela 10, verifica-se que os compressores são os principais responsáveis pela exergia destruída no sistema de compressão de CO_2, quase metade da exergia destruída em cada estágio é proveniente dos compressores para o caso típico analisado. A destruição de

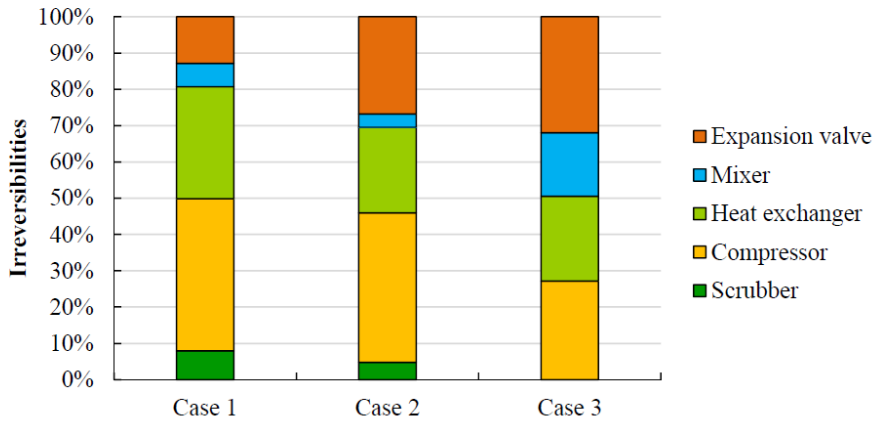
exergia nos compressores é consequência da diferença entre a potência consumida (apresentada pela tabela 8 e resultado da variação entre as entalpias na entrada e saída) e a potência utilizada para compressão da mistura em cada estágio (resultado da variação entre a exergia na entrada e saída). A outra metade do total da exergia destruída no sistema é decorrente do conjunto da destruição de exergia nos trocadores de calor e nas válvulas de expansão. Apesar da significante quantidade de energia dissipada nos trocadores de calor, tal como demonstrado pela tabela 8, grande parte desta energia é aproveitada para o aquecimento da água de resfriamento e pode ser aproveitada na plataforma. Por outro lado, a exergia destruída nas válvulas de expansão não podem ser aproveitadas e, como foram adotadas como adiabáticas, toda a destruição de exergia é proveniente da geração de entropia nestes componentes, como pode ser percebido pelos diagramas T-s e p-h das figuras 18 e 25, respectivamente.

As eficiências racionais dos compressores em cada estágio, também expostas pela tabela 10, são resultantes da relação entre a variação da exergia na entrada e saída e a potência consumida em cada estágio. Interessante perceber que as eficiências racionais dos compressores diminuem do primeiro ao último estágio apesar das potências consumidas também diminuírem, conforme a tabela 8. Isto ocorre em decorrência da maior redução da potência necessária para compressão da mistura, a qual é resultado da variação entre a potência consumida e a exergia destruída nos compressores. O mesmo ocorre na eficiência racional geral do sistema de compressão de CO_2.

Ao comparar os resultados da tabela 10 com as literaturas analisadas na seção 2.5, percebe-se que há coesão entre os modelos. Confrontando as exergias destruídas com a figura 15, apresentada por Gallo et al. (2017), observa-se para o Caso 2, análogo ao cenário analisado no caso típico, que as relações das irreversibilidades ou exergias destruídas são equivalentes ao discutido anteriormente.

Confrontando as eficiências racionais, presentes na tabela 10, com os resultados de Carranza Sánchez et al. (2015), que obteve em seu modelo eficiências de 82%, 81,6%, 81,7% e 79,9% para os compressores e 56,4% para o sistema de compressão de CO_2, no cenário equivalente ao caso típico analisado e comparando também com as eficiências exergéticas dos compressores determinadas pelo modelo de Gallo et al. (2017), exposto pelo caso 2 da figura **??**, para os quatro estágios do *CO_2-rich stream compression*, verifica-se pequenas variações em relação aos modelos propostos pelos autores.

Figura 15 – Irreversibilidades em cada caso, por equipamento (repetido da página 43)



Fonte: Gallo et al., 2017.

4.3 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA

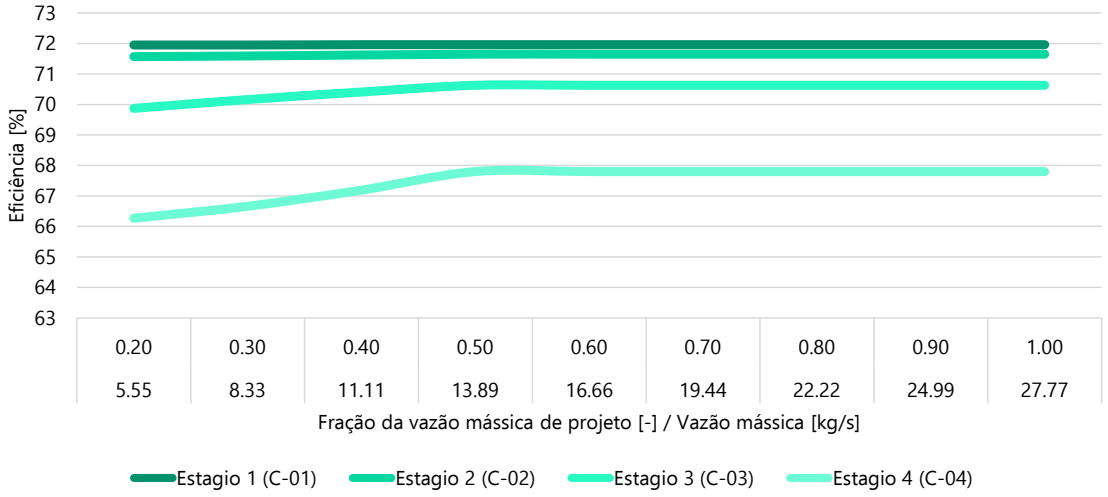
A simulação realizada para avaliação da influência da variação de vazão mássica que entra no sistema de compressão de CO_2 nos indicadores energéticos e exergéticos foi executada considerando um trem de compressão com quatro estágios e razões de pressão idênticas e iguais a 2,863. A composição da mistura gasosa considerada é de 0,70 de fração molar de dióxido de carbono e 0,30 de metano. Os resultados detalhados desta seção estão presentes no apêndice B.1 desta dissertação.

Com esta análise pretende-se entender a resposta do sistema com a variação da vazão mássica na entrada do sistema de compressão que ocorre ao longo da vida do reservatório e a influência da unidade de recirculação anti-*surge* nos indicadores calculados. Como detalhado na seção 3.1.1.2, a simplificação incorporada ao modelo considera que as unidades de recirculação de cada estágio de compressão são acionados quando a vazão de gás reinjetado atinge metade da vazão de projeto.

A figura 27 apresenta o resultado do comportamento da eficiência isentrópica estimada de cada estágio de compressão em função da fração da vazão mássica de projeto e da vazão mássica na entrada do sistema de compressão, correspondente à vazão que entra em cada estágio de compressão.

Pela figura 27 nota-se que, para vazões maiores do que a metade da vazão de projeto ou enquanto a unidade de recirculação anti-*surge* não está acionada, a eficiência estimada dos compressores tende a ser constante em todos os estágios de compressão. Este efeito pode ser

Figura 27 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

entendido ao analisar o método empregado para estimativa da eficiência isentrópica, detalhado na seção 3.1.1.1, o qual define a eficiência como função de três variáveis: eficiência politrópica, razão de pressão e coeficiente de expansão adiabática. A eficiência estimada tende a ser constante visto que se considerou o mesmo valor de eficiência politrópica e razão de pressão para todos os estados estudados e tendo em vista que, para condições em que a unidade de recirculação está desativada, a vazão não tem influência nas propriedades termodinâmicas do sistema. A diferença entre as estimativas de eficiência entre o primeiro e o último estágio decorre da proximidade dos pontos de funcionamento dos últimos estágios com o ponto crítico da mistura, como observado no diagrama p-h da figura 25, os quais tendem a apresentar maiores valores de coeficiente de expansão adiabática quão mais próximos estão do ponto crítico, acarretando em menores eficiências, de acordo com o método empregado.

Para as condições em que a unidade de recirculação anti-*surge* está acionada, sabe-se que, quanto menor a vazão real, maior será a razão de fluido recirculado e sua influência nas propriedades durante a mistura nos *scrubbers*. Este fluido recirculado em mistura com o fluido na entrada do estágio de compressão tende a reduzir a temperatura na entrada dos compressores, provocando um aumento do coeficiente de expansão adiabática médio e, por consequência, uma redução da eficiência estimada. Observa-se que a eficiência praticamente não sofre qualquer efeito nos dois primeiros estágios de compressão, em contra partida, experimenta consideráveis variações nos dois últimos estágios pela proximidade dos pontos de operação com o ponto

crítico da mistura, como ilustrado pela figura 25 e percebido pelo aumento da distância entre os pontos de entrada dos estágios de compressão (pontos 1, 7, 13 e 19 do diagrama) e saída das válvulas de expansão (pontos 6, 12, 18 e 24).

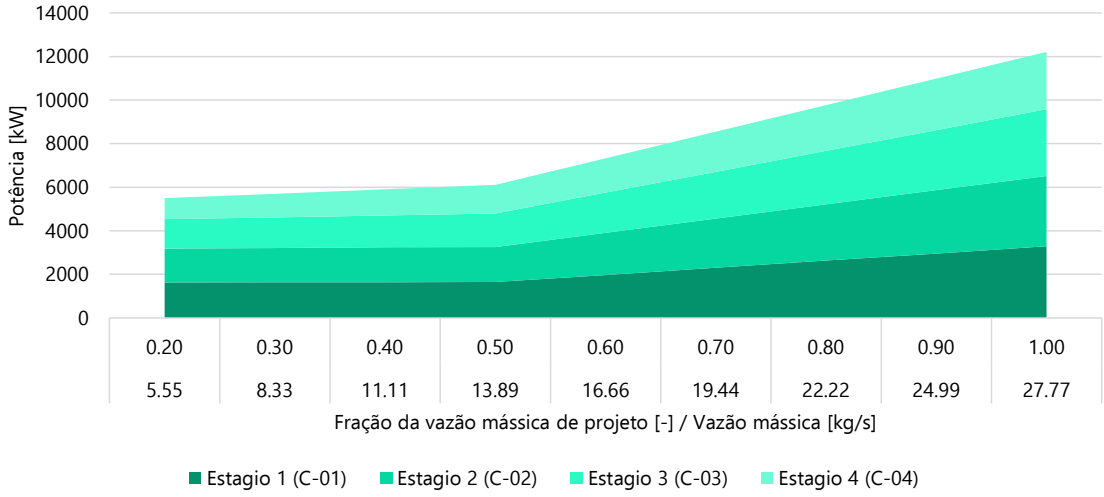
As figuras 28 e 29 referem-se, respectivamente, às potências consumidas pelos compressores e os calores rejeitados nos trocadores de calor em cada estágio de compressão. Interessante notar que, para vazões em que implicam no ativamento da unidade de recirculação, os aumentos de potência consumida pelos compressores e calor rejeitado nos trocadores de calor não são tão expressivos quanto para o modo de operação com a recirculação desligada, onde se observa um salto de quase 100% nos totais de potência e calor, proporcional ao aumento da vazão entre os dois estados. Isto ocorre em razão de, quando acionada a unidade de recirculação, esta se propõe a manter a vazão mássica na sucção dos compressores no limite inferior de operação, de maneira a garantir que não ocorra *surge*. Portanto, especialmente para os compressores, constata-se pela tendência quase constante do gráfico que, para valores de vazão menor do que a metade da vazão mássica de projeto, a variação entre o delta das entalpias para diferentes vazões é pouco significativa. Por outro lado, para a mesma condição nos trocadores de calor, percebe-se que as variações só têm relevância praticamente no estágio 4. Verifica-se também incrementos consideráveis nos valores de calor rejeitado nos dois últimos estágios com o aumento da vazão mássica, os quais são decorrentes da proximidade destes com o ponto crítico da mistura, como pode ser observado no diagrama da figura 25 e no aumento da variação das entalpias de entrada (pontos 3, 9, 15 e 21 do diagrama) e saída nos trocadores (pontos 4, 10, 16 e 22).

O comportamento da exergia destruída em cada componente do sistema de compressão de CO_2 são apresentados pelas figuras 30, 31, 32 e 33, a seguir.

Analisando individualmente os resultados, algumas constatações podem ser feitas:

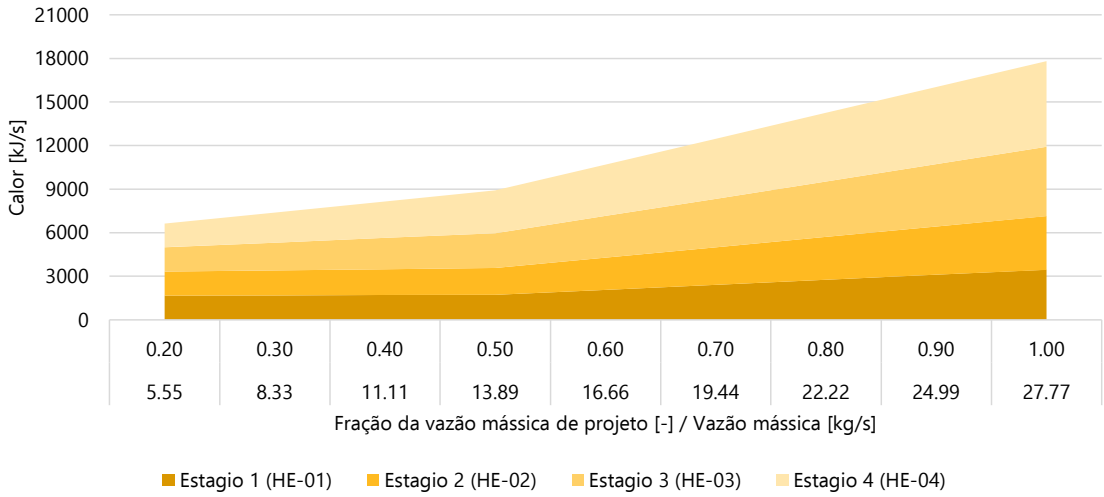
a) A exergia destruída nos *scrubbers* é praticamente desprezível quando comparado com outros componentes. Confrontando com a exergia destruída máxima das válvulas de expansão, por exemplo, verifica-se ser quase sessenta vezes menor.

Figura 28 – Potência consumida pelos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

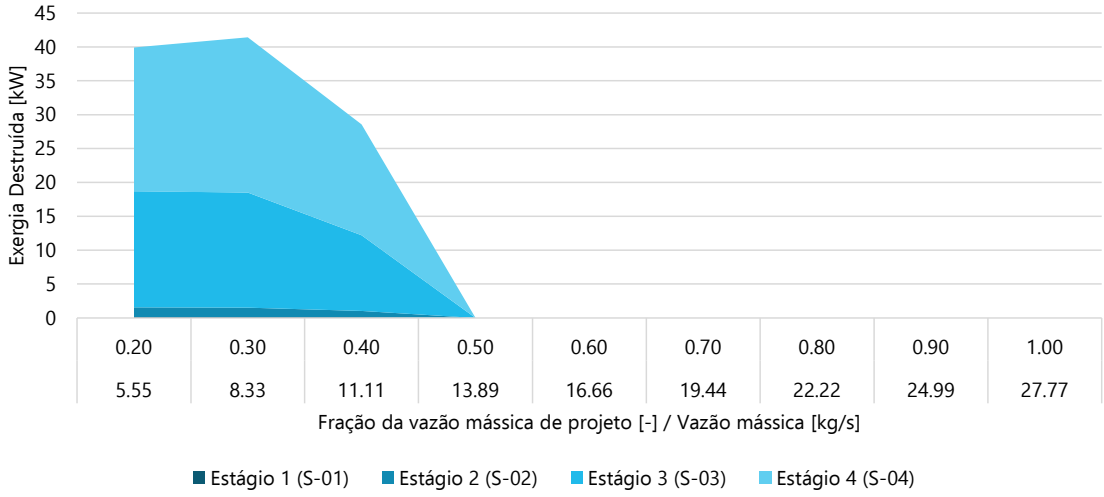
Figura 29 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

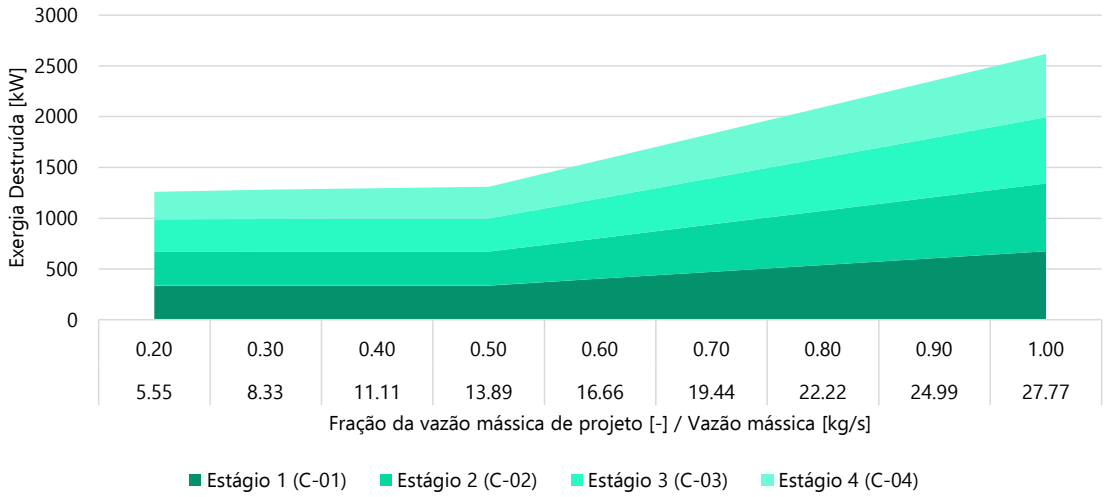
b) Em média, mais de um quarto da potência consumida nos compressores é destruída durante a compressão da mistura, atingindo no quarto estágio quase 30% desta relação. Interessante notar também a similaridade entre os perfis dos resultados de destruição de exergia e da potência consumida, ilustrado pela figura 28, dos quais verifica-se que a magnitude dos resultados em função da variação da vazão mássica é praticamente decorrente da própria vazão. Isto pode ser observado

Figura 30 – Exergia destruída nos *scrubbers* versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

Figura 31 – Exergia destruída nos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7

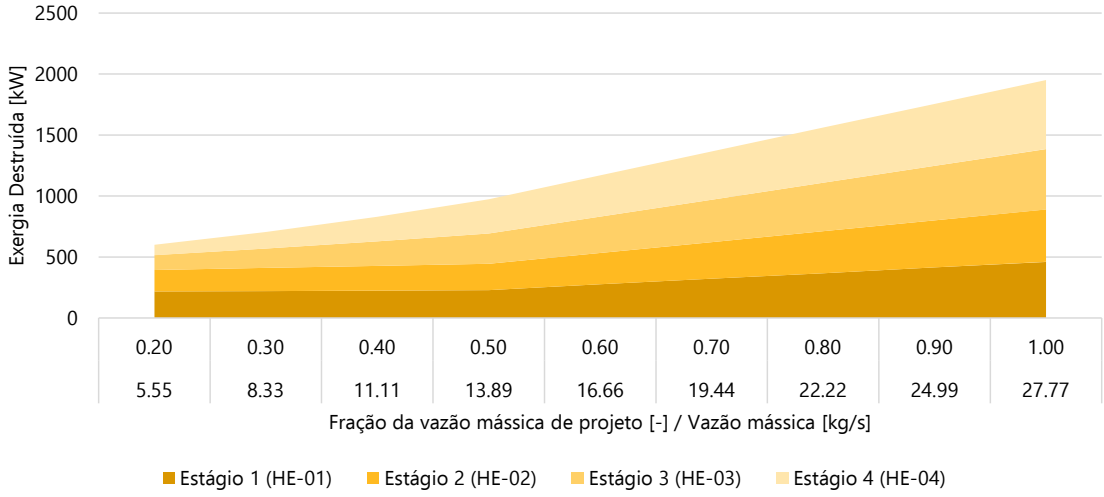


Fonte: Autor.

ao verificar um perfil quase constante quando a unidade de recirculação está ligada e mantendo a vazão no limite de funcionamento dos compressores, e a partir deste valor o incremento dos resultados cresce na mesma proporção da vazão.

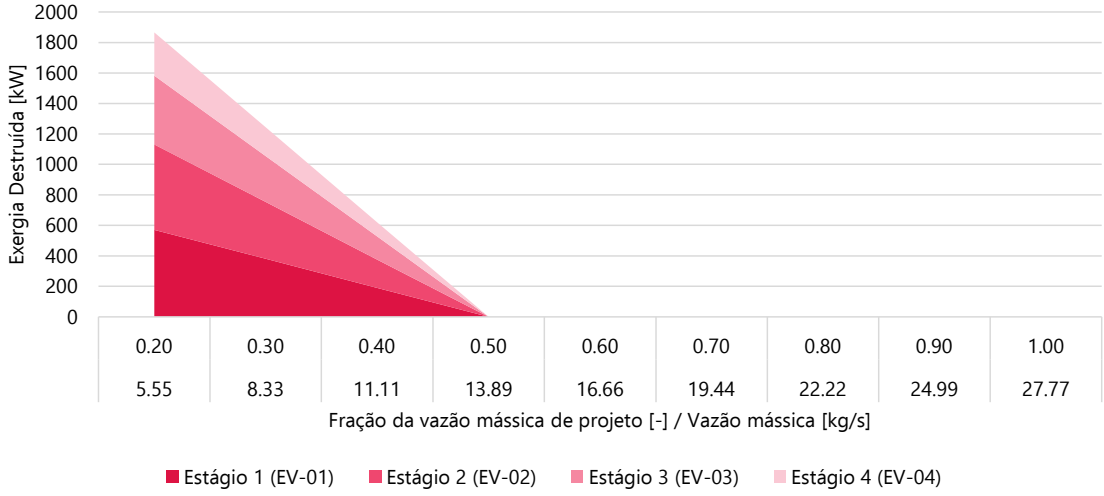
c) Os resultados de exergia destruída nos trocadores de calor apresentam comportamentos distintos para cada estágio de compressão. Para os dois primeiros estágios, por exemplo, observa-se valores constantes para o modo de operação com

Figura 32 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

Figura 33 – Exergia destruída nas válvulas de expansão versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

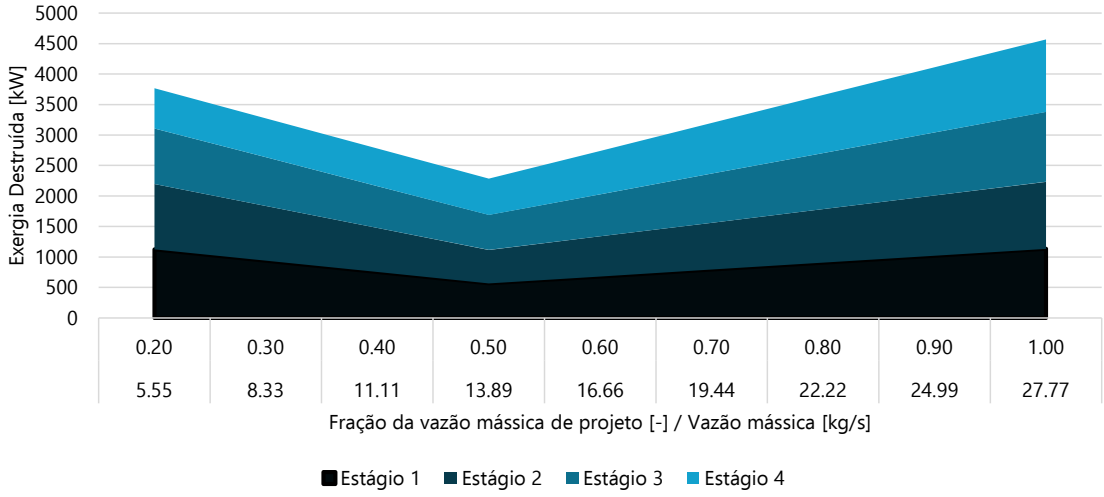
a unidade de recirculação acionada e um incremento de exergia destruída proporcional ao aumento da vazão mássica com a recirculação desligada. Em contraste com estes resultados, nota-se nos dois últimos estágios que os valores de exergia destruída são sensíveis à variação da vazão mássica em todas as condições de funcionamento, aumentando com o aumento da vazão mássica na entrada do sistema de compressão mesmo que, nas condições que a unidade de recirculação estão li-

gadas, a vazão mássica que chega aos trocadores de calor seja constante e igual ao limite inferior de operação.

d) Dos resultados de exergia destruída nas válvulas de expansão, nota-se que a magnitude dos valores é diretamente proporcional à vazão mássica recirculada na unidade anti-*surge*, sendo nula quando ela está desligada. Interessante constatar também que, ao contrário dos outros componentes, as destruições de exergia nas válvulas são maiores quanto mais próximos dos primeiros estágios de compressão. Isto é consequência do fato da exergia destruída nas válvulas ser resultado da entropia gerada durante a expansão, considerada adiabática. E, como verifica-se no diagrama T-s, ilustrado na figura 18, as entropias geradas são menores nas vizinhanças do ponto crítico durante expansão do fluído gasoso até atingir a pressão na entrada do estágio de compressão.

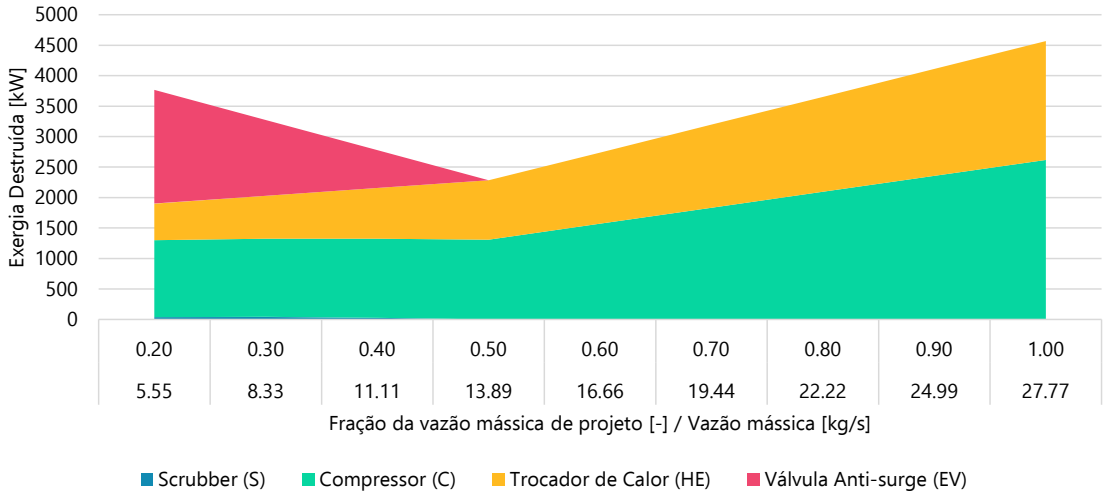
Os resultados do total de exergia destruída no sistema de compressão decorrente da variação da vazão mássica da mistura foram divididos em duas categorias, por estágio e por componente, e ilustrados pelas figuras 34 e 35, respectivamente.

Figura 34 – Exergia destruída total versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão por estágio, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

Figura 35 – Exergia destruída total versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão por componente, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



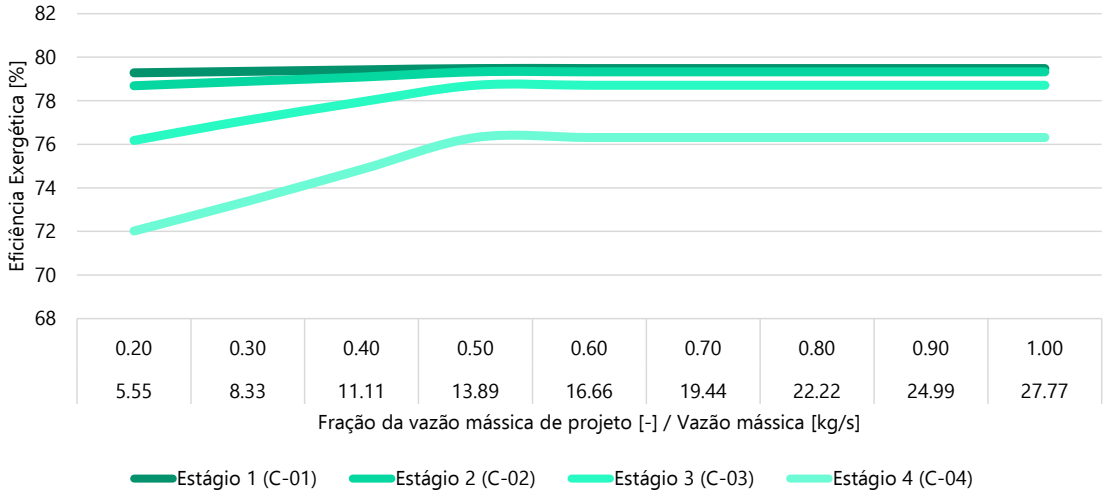
Fonte: Autor.

Analisando os resultados de exergia destruída total por estágio, ilustrados pela figura 34, verifica-se relativa proximidade entre as magnitudes dos quatro estágios. Percebe-se como exceção, porém, que os valores do quarto estágio se mantém constante com o aumento da vazão, para os modos de operação com a unidade de recirculação acionada, enquanto os outros estágios tem o total de exergia decrescido. Quando se analisa os resultados por componente, observa-se que os compressores respondem por quase 60% do total de exergia destruída no intervalo

de vazões entre 0.50 e 1,00 da vazão mássica de projeto. No entanto, para as condições de funcionamento com a unidade de recirculação acionada, para manter a vazão na sucção dos compressores no limite mínimo de funcionamento, a exergia destruída nas válvulas de expansão eleva-se até alcançar a metade do total de exergia destruída no sistema, para a vazão mínima apresentada na figura 35.

As eficiências exergéticas relativas aos compressores e ao sistema de compressão em cada estágio são expostas a seguir, respectivamente, pelas figuras 36 e 37.

Figura 36 – Eficiência exergética dos compressores versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7

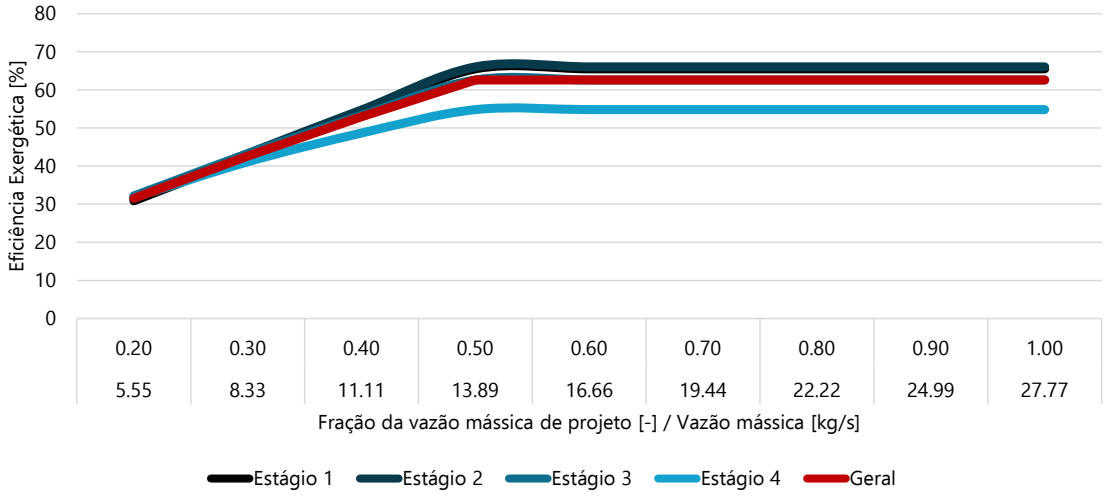


Fonte: Autor.

O comportamento da eficiência exergética dos compressores, ilustrado pela figura 36, apresenta-se constante em todos os estágios nas condições de funcionamento com a unidade de recirculação desligada e, para os três primeiros estágios, observa-se uma relativa proximidade entre os resultados de quase 80%, enquanto para o último estágio constata-se uma queda de três pontos percentuais. Estas relações são entendidas ao analisar a equação 18, apresentada na seção 3.4.1 que relaciona a eficiência exergética com a exergia destruída e a potência consumida nos compressores, ilustrados pelas figuras 31 e 28, respectivamente. Destas verifica-se que as exergias destruídas neste intervalo têm valores similares em todos os estágios, contudo, quando se observa a potência consumida, percebe-se que o quarto estágio apresenta valores relativamente menores Assim, pode-se concluir que a exergia destruída em relação à potência consumida no quarto estágio é proporcionalmente maior em relação aos outros estágios, redu-

zindo sua eficiência exergética. A queda na eficiência dos dois últimos estágios para vazões menores que a metade da vazão de projeto também pode ser explicada da mesma maneira.

Figura 37 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



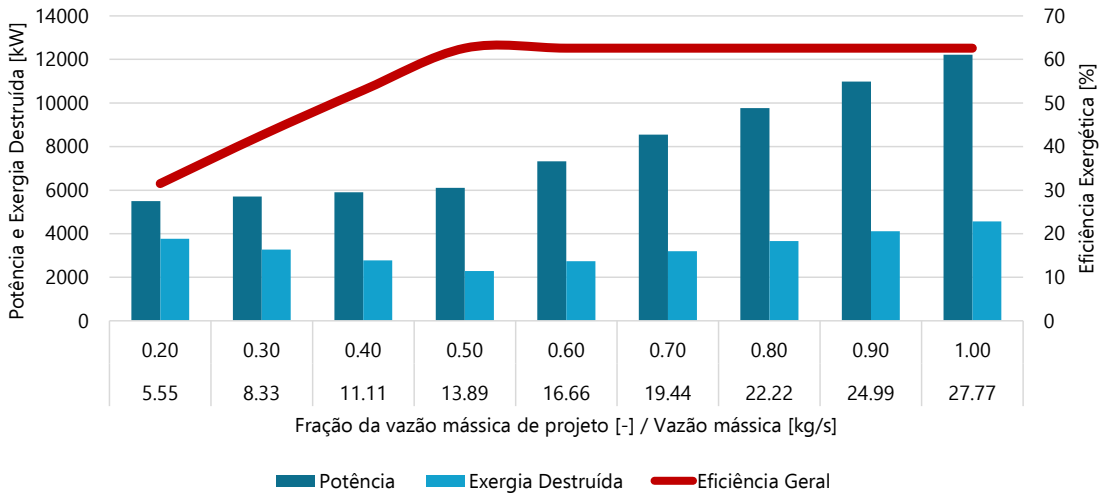
Fonte: Autor.

Dos resultados da eficiência exergética do sistema de compressão de CO_2 observa-se que todos os quatro estágios partem da eficiência de 30% para a vazão mínima igual a 20% e, com exceção do último estágio, têm as eficiências elevadas com a redução da vazão recirculada até atingir aproximadamente 65%, quando a unidade de recirculação é desligada. Pela proximidade com o ponto crítico da mistura, o quarto estágio tem o aumento da eficiência em menor proporção, atingindo no desligamento da unidade de recirculação cerca de 55% de eficiência. A eficiência geral do sistema, representada na figura 37 pela linha vermelha, também parte de 30% e eleva-se até atingir 63% para vazões maiores do que a metade da vazão de projeto.

O indicador exergético, exposto pela figura 38, é proposto para avaliação do comportamento geral do sistema em contraste com a variação da vazão mássica da mistura. Conforme a seção 3.4.3, este apresenta e relaciona os totais de potência consumida e exergia destruída no sistema e a eficiência exergética geral. Por meio deste, constata-se que a potência consumida total mantém-se praticamente constante enquanto a exergia destruída tem seu valor reduzido com a redução da vazão recirculada até o desligamento da unidade de recirculação anti-*surge*, apresentando um aumento da eficiência exergética neste intervalo. A partir do desligamento da unidade de recirculação, a potência consumida e a exergia destruída têm seus valores elevados

proporcionalmente com o aumento da vazão mássica, mantendo a eficiência constante neste intervalo.

Figura 38 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração da vazão mássica de projeto e vazão mássica na entrada do sistema de compressão, para fração molar de CO_2 igual a 0,7



Fonte: Autor.

4.4 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA

De acordo com Petrobrás (2012), para o projeto do sistema de tratamento de gás da FPSO da Cidade de Paraty do Pólo Pré-Sal da Bacia de Santos, estima-se que a presença de dióxido de carbono na corrente comprimida pelo sistema de reinjeção pode variar entre 52% e 83% de fração molar. Baseado nestas informações, para os resultados apresentados nas próximas seções, considerou-se o intervalo entre 50% e 85% de fração molar de CO_2 na composição do fluxo gasoso, sendo a outra parte de metano.

Para a avaliação da influência da composição e da presença de CO_2 nos indicadores energéticos e exergéticos, considerou-se um sistema com quatro estágios de compressão e razões de pressão idênticas, iguais a 2,863. Dois cenários de vazão foram investigados: igual a vazão mássica de projeto (27,77 kg/s) e igual a 40% da vazão de projeto (11,11 kg/s). Estes cenários têm a finalidade de examinar e comparar o comportamento do sistema com e sem o acionamento da unidade de recirculação anti-*surge*.

4.4.1 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto

Para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto, procura-se entender a influência da composição do gás comprimido no comportamento de um sistema trabalhando sem a necessidade de acionamento da unidade de recirculação anti-*surge*. Neste cenário, alguns componentes não entram em funcionamento ou não interferem no sistema quando a unidade de recirculação está desligada, portanto, não foram incorporados nas análises, tais como: as válvulas de recirculação anti-*surge* e os *scrubbers*. Os detalhes dos resultados desta seção estão presentes no apêndice B.2.1 desta dissertação.

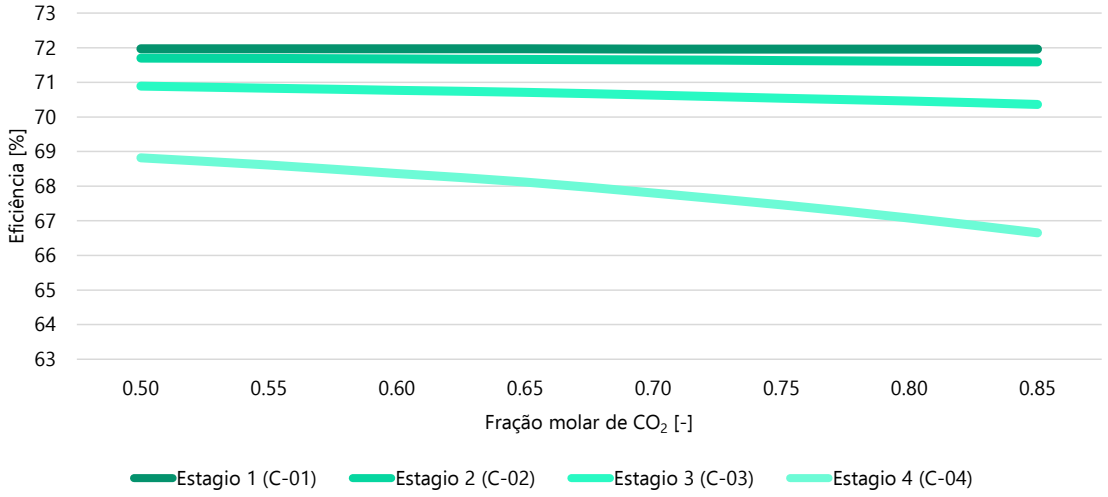
A figura 39 apresenta a eficiência isentrópica estimada de cada compressor em função da fração molar de CO_2 na composição da mistura gasosa. Os resultados indicam que para os dois primeiros estágios de compressão a eficiência estimada apresenta um comportamento praticamente constante para todo o intervalo de composição da mistura, com valores próximos à 72%. O terceiro estágio, porém, apresenta uma queda pouco expressiva, variando menos de um ponto percentual, da menor à maior presença de CO_2 na mistura. E em contraste com os dois cenários anteriores, observa-se no último estágio que a eficiência parte de 69%, três pontos percentuais menores do que os estágios iniciais, e com o aumento da fração molar de CO_2 verifica-se um decrescimento na eficiência isentrópica até alcançar quase 2 pontos percentuais menores entre os dois extremos de presença de CO_2 na composição da mistura.

A influência da composição da mistura gasosa sobre a potência consumida em cada estágio e o calor rejeitado nos trocadores de calor é demonstrada pelas figuras 40 e 41, respectivamente.

Ao analisar os resultados da figura 40, nota-se que a demanda total de potência varia mais de 4000 kW dentro do intervalo de fração molar de CO_2, apresentando cerca de 40% de variação. As potências consumidas nos três primeiros estágios são equivalentes para todo o intervalo de composição do fluxo gasoso, representando em cada estágio entre 4000 kW e 3000 kW, da menor à maior presença de CO_2. Contudo, no último estágio, a demanda de energia é proporcionalmente menor, correspondendo em média pouco mais de 20% da potência total consumida, em virtude de sua proximidade do ponto crítico da mistura.

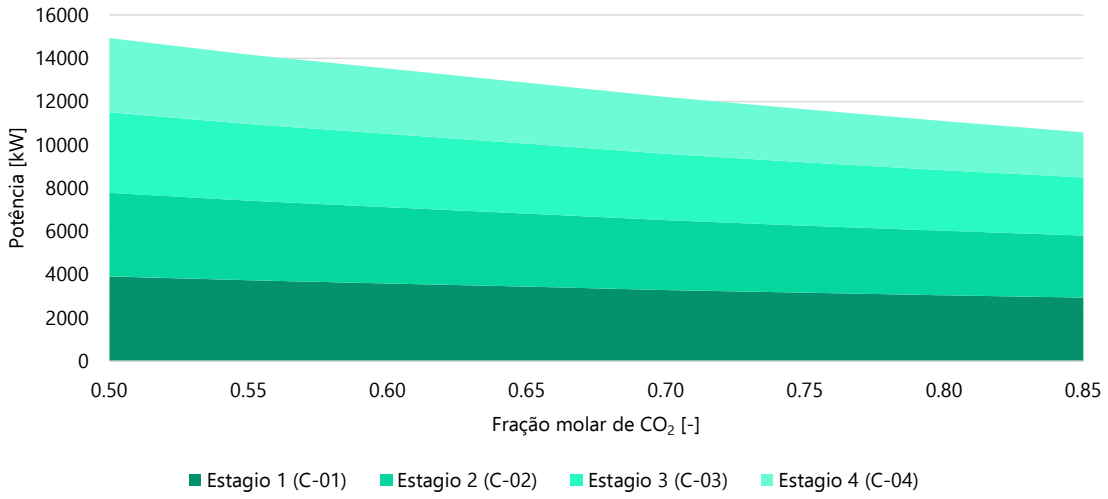
A figura 41 mostra que o calor rejeitado pelos trocadores de calor tende a diminuir com a maior presença de dióxido de carbono na composição da mistura, reduzindo mais de 3000 quilojoules por segundo do total de calor rejeitado ou quase 20% entre os dois extremos de

Figura 39 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

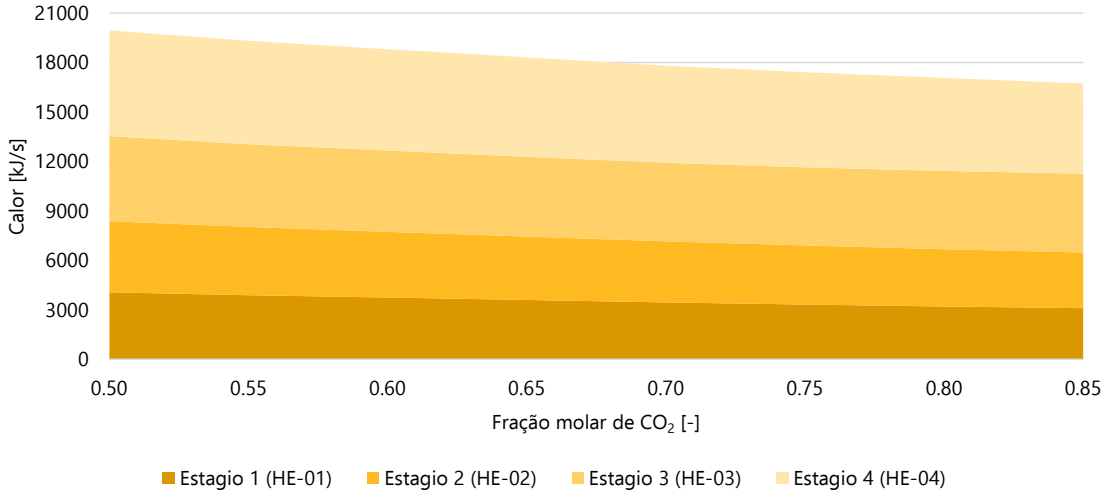
Figura 40 – Potência consumida pelos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

fração molar de CO_2. A queda de calor rejeitado acontece praticamente com a mesma intensidade em todos os estágios com o aumento da presença de CO_2 na mistura, com exceção do terceiro estágio. Os dois primeiro estágios e o último tem a rejeição de calor nos trocadores de calor reduzida em aproximadamente 900 quilojoules por segundo entre os dois extremos de fração molar de CO_2, contudo, no terceiro estágio a queda não é tão expressiva, com queda de quase 400 quilojoules por segundo. Proporcionalmente o trocador de calor do último estágio é

Figura 41 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto

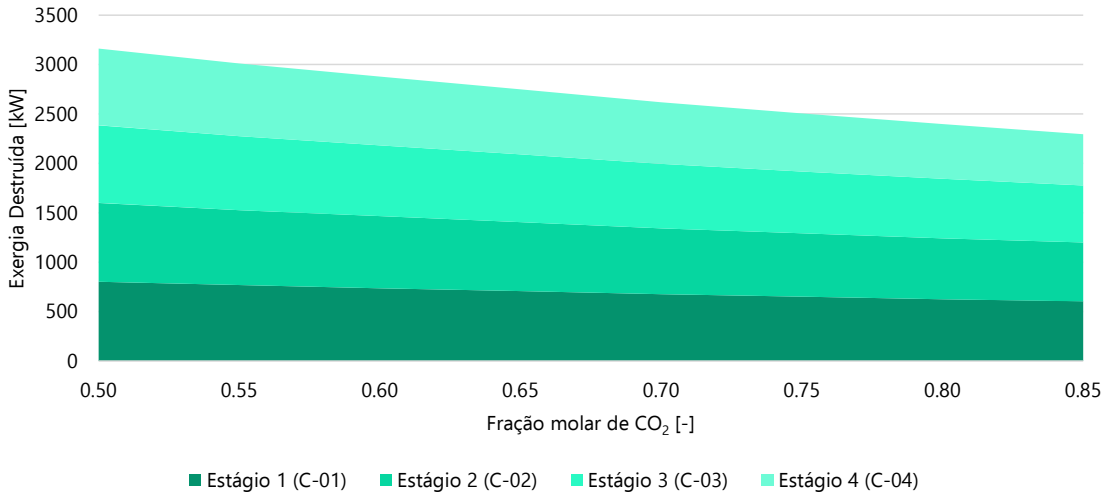


Fonte: Autor.

responsável pela maior rejeição de calor, cerca de um terço do total de calor rejeitado, seguido do terceiro estágio, variando entre 25% e 30%, e dos dois primeiros estágios, com quase 20% cada.

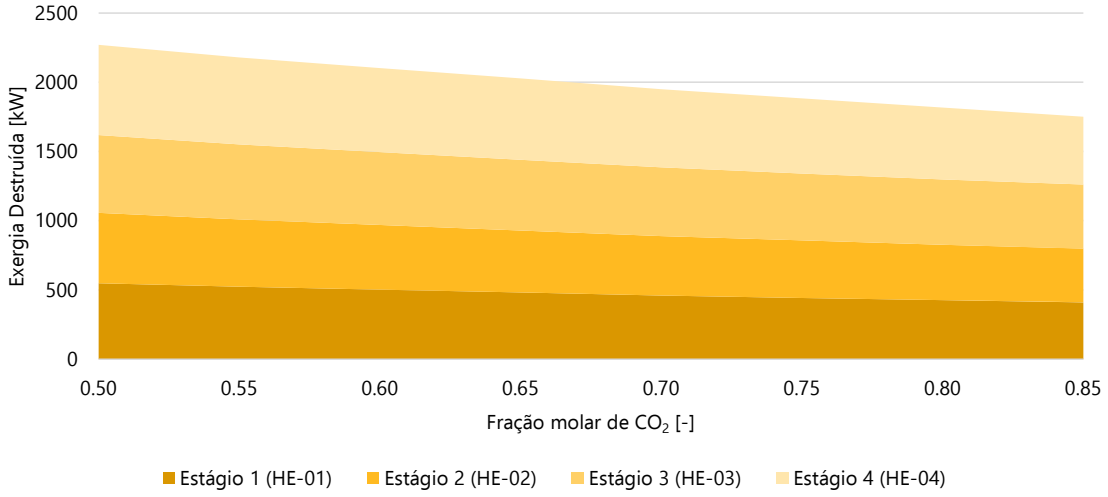
As figuras 42 e 43 apresentam as exergias destruídas nos compressores e trocadores de calor. Como neste cenário não há recirculação para evitar o *surge*, os *scrubbers* e as válvulas de expansão não apresentam destruição de exergia.

Figura 42 – Exergia destruída nos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

Figura 43 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



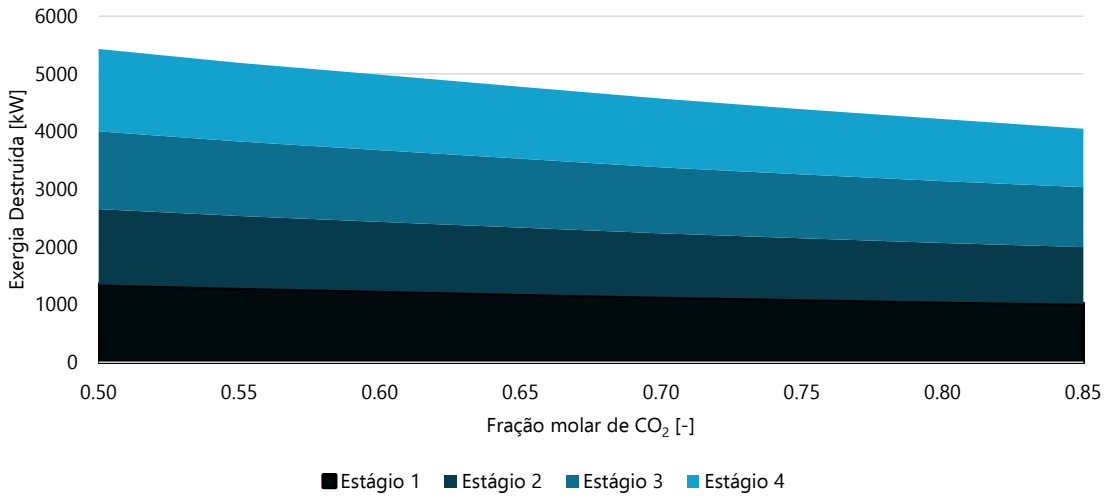
Fonte: Autor.

Analisando os resultados da influência da fração molar de CO_2 na exergia destruída em cada componente observa-se que para os compressores, ilustrado pela figura 42, o aumento da fração molar de CO_2 induz uma queda do total de exergia destruída nos compressores de quase 900 quilowatts. Nota-se também que a exergia destruída é quase que igualmente distribuída entre os estágios e sofrem a mesma redução com o aumento da presença de dióxido de carbono. Para os trocadores de calor, apresentado na figura 43, verifica-se uma queda do total da exergia destruída de mais de 500 quilowatts com o aumento da fração molar de CO_2. As maiores quedas ocorrem no último e no primeiro estágio, de aproximadamente 160 e 140 quilowatts, respectivamente, equivalendo juntos a quase 60% do total da queda na exergia destruída.

Para ilustração dos resultados dos totais de exergia destruída no sistema versus a composição da mistura, duas perspectivas foram propostas: a visão por estágios e por componente, tais como expostos pelas figuras 44 e 45. Estudando os resultados exposto nas figuras, observa-se que, para o cenário com a unidade de recirculação desativada, o total de exergia destruída na compressão da mistura sofre uma queda de quase 1400 quilowatts com o aumento da fração molar de dióxido de carbono, uma queda que equivale a quase um terço do total das irreversibilidades do sistema. A exergia total destruída é quase igualmente divida entre os estágios e a proporção entre eles se mantém com o aumento da presença de CO_2 na mistura gasosa. Os compressores são os maiores responsáveis pelas irreversibilidades do sistema de compressão,

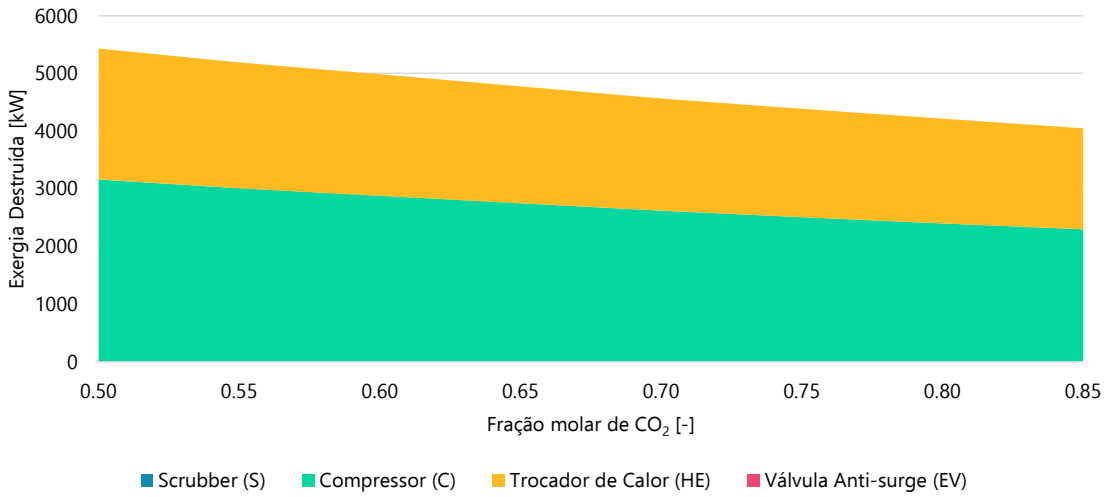
respondendo por quase 60% do total de exergia destruída e a variação da composição da mistura praticamente não afeta esta proporção.

Figura 44 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 Por estágio, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

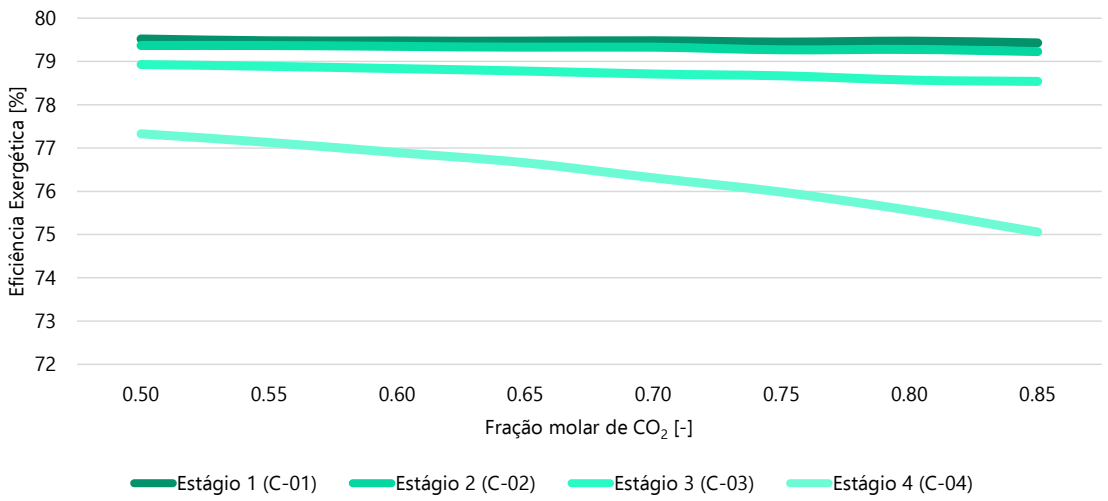
Figura 45 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 Por componente, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

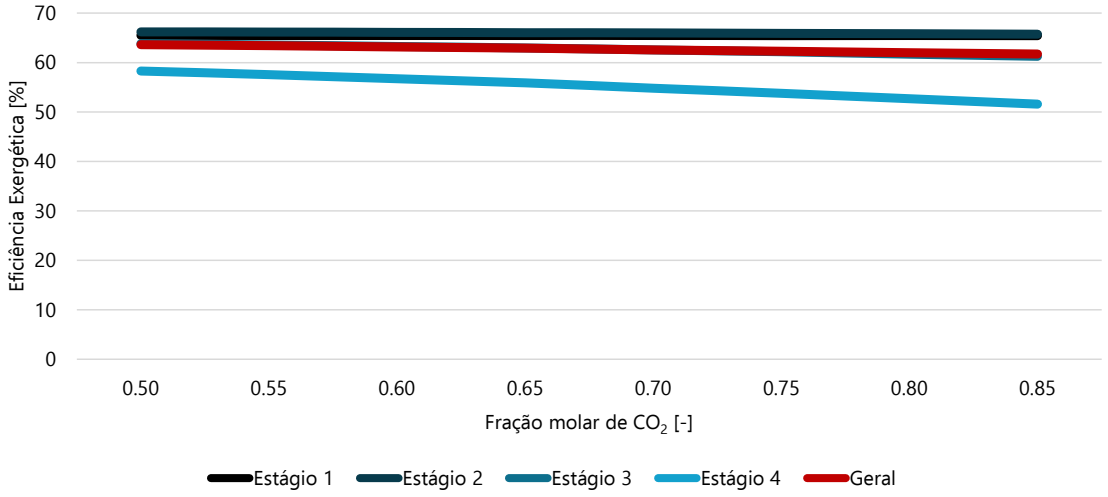
Analisando os resultados apresentados pelas figuras 46 e 47, as quais apresentam as eficiências exergéticas dos compressores e geral do sistema em função da presença de dióxido de carbono na composição dos gases comprimidos, observa-se que a presença de dióxido de carbono na composição da mistura tem pouca influência nas eficiências exergéticas dos dois primeiros estágios. O terceiro estágio apresenta quedas nas eficiências exergéticas com o incremento da fração molar de CO_2, porém, não tão expressivas quanto o quarto estágio. Notam-se quedas de cerca de 0,4% na eficiência exergética do compressor do terceiro estágio e 2,3% do quarto estágio e de aproximadamente 2,6% na eficiência exergética do sistema do terceiro estágio e 6,7% do quarto estágio. A resposta geral da eficiência exergética do sistema de compressão é representada pela curva vermelha na figura 47, e desta percebe-se pouca influência nos resultados, variando menos de 2 pontos percentuais.

Figura 46 – Eficiência exergética dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

Figura 47 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto



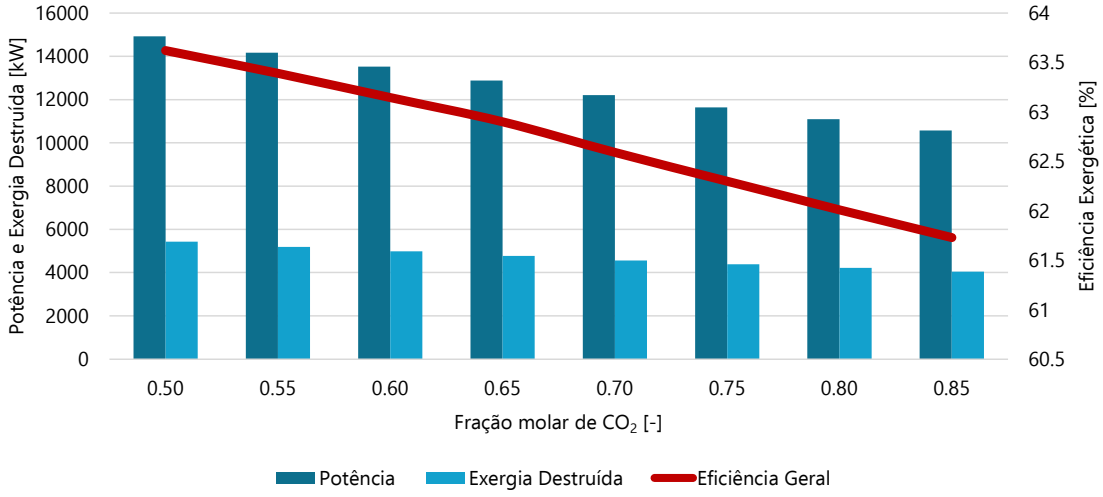
Fonte: Autor.

Com a finalidade de avaliar o comportamento global do sistema, o indicador exergético da figura 48 foi proposto. Deste observa-se que o incremento da fração molar de dióxido de carbono na mistura gasosa para a condição de funcionamento com a válvula de recirculação desligada provoca quedas perto de 4500 quilowatts na potência consumida total e de quase 1500 quilowatts na exergia destruída entre os extremos de presença de CO_2 na mistura. Proporcionalmente, estas quedas representam cerca de 34% da potência consumida total média e 18% na exergia destruída total média. A queda relativamente maior da potência consumida justifica o decaimento de quase 2% na eficiência exergética geral com o incremento de CO_2 na composição da mistura, conforme a equação 22 da seção 3.4.3 que define as relação entre estas grandezas.

4.4.2 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto

O cenário em que a vazão mássica na entrada do sistema de compressão é igual a 40% da vazão de projeto tem como propósito analisar a resposta do sistema à variação da composição da mistura comprimida quando este necessita do acionamento da unidade de recirculação anti-*surge* para seu funcionamento. De acordo com a simplificação aplicado ao modelo, considera-se que a recirculação ocorre em vazões menores do que a metade da vazão de projeto, conforme

Figura 48 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto

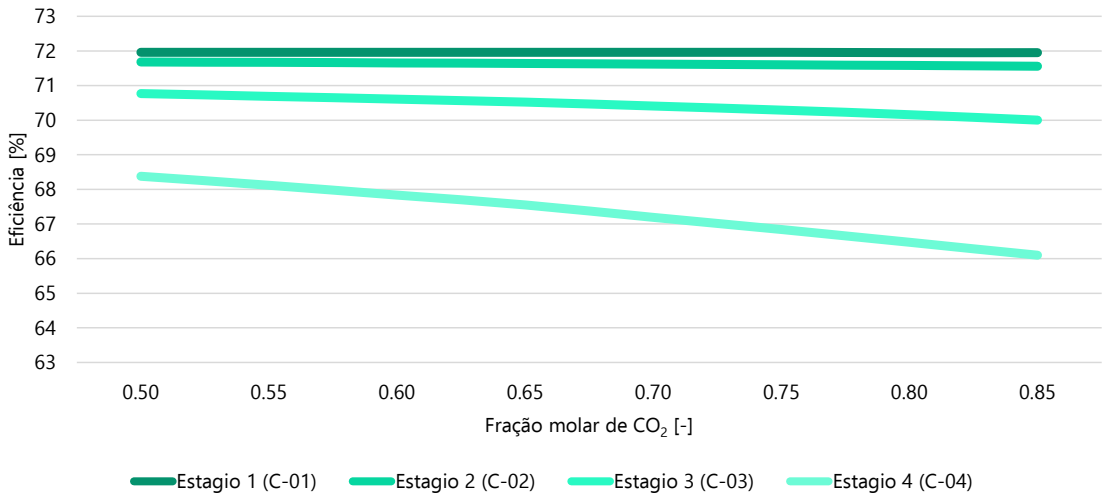


Fonte: Autor.

detalhado na seção 3.1.1.2. O conjunto de dados utilizados para a composição dos resultados a seguir estão discriminados no apêndice B.2.2 desta dissertação.

O primeiro resultado exposto é a eficiência isentrópica dos compressores em função da fração molar de CO_2, conforme ilustrado pela figura 49.

Figura 49 – Eficiência isentrópica dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



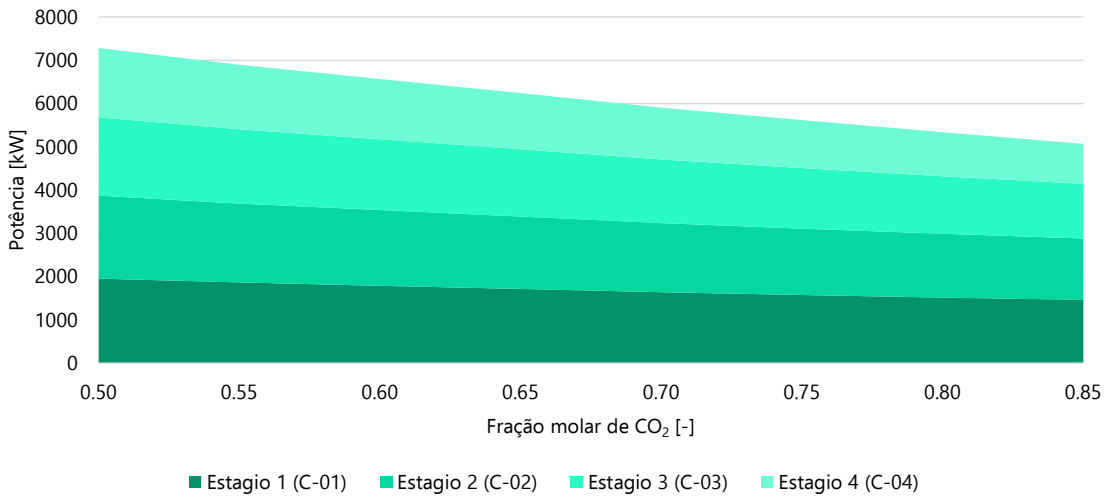
Fonte: Autor.

Comparando os resultados de eficiência isentrópica dos compressores da figura 49 com os da figura 39 da seção 4.4.1, observam-se comportamentos semelhantes para os dois modos

de operação: valores de eficiência quase constantes nos dois estágios iniciais e quedas consideráveis nos dois últimos estágios com o aumento da presença de CO_2 na mistura comprimida. Verifica-se que o cenário com a unidade de recirculação ligada, ilustrado na figura 49, apresenta quedas de eficiência com o incremento do CO_2 levemente maiores nos dois últimos estágios, com variações de 0,77% e 2,28% no terceiro e quarto estágio, respectivamente, contra 0,53% e 2,17% para o cenário da figura 39.

Em seguida apresenta-se os resultados de potência consumida pelos compressores e calor rejeitado nos trocadores de calor, como podem ser visto nas figuras 50 e 51.

Figura 50 – Potência consumida pelos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto

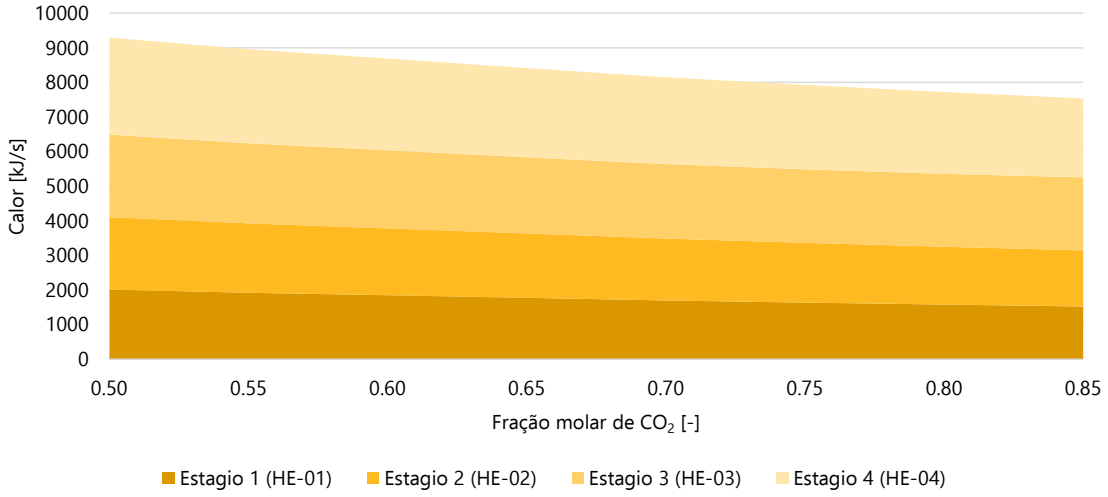


Fonte: Autor.

A figura 50 mostra que a potência consumida total varia pouco mais de 2000 quilowatts entre as frações molares mínima e máxima de CO_2, aproximadamente a metade da potência consumida no cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual à vazão de projeto, apresentado na figura 40 da seção anterior. Assim como apresentado no cenário da seção anterior, os estágios apresentam demandas de potência proporcionalmente semelhantes dentro do intervalo de composição da mistura, com a ressalva do quarto estágio que equivale em média menos de um quinto do total da demanda.

Avaliando a influência da composição da mistura no calor rejeitado nos trocadores de calor, ilustrado pela figura 51, verifica-se que o incremento de CO_2 implica numa queda do total de calor rejeitado de quase 1800 quilojoules por segundo, entre os dois extremos de fração molar. Esta queda equivale à metade da exibida pela figura 41 da seção anterior. A queda

Figura 51 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto

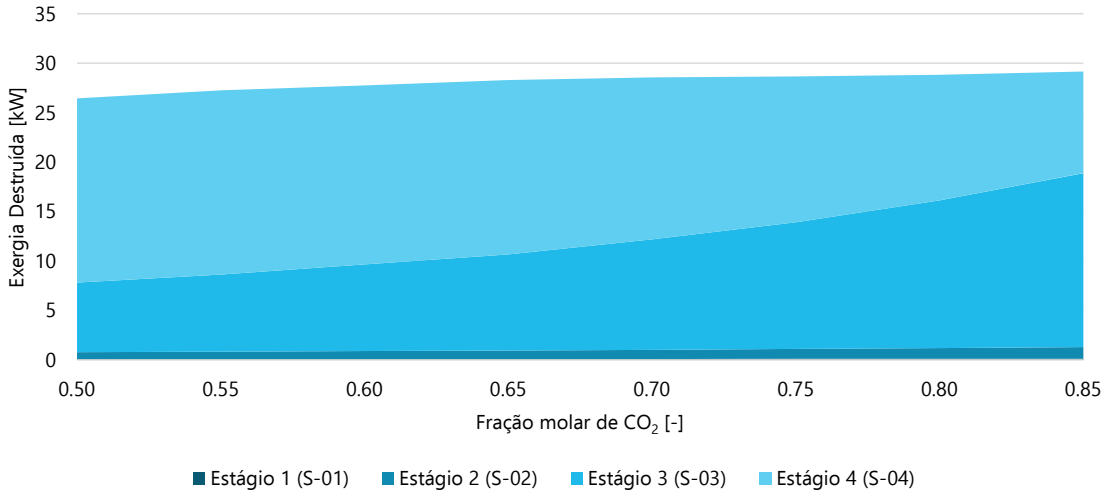


Fonte: Autor.

no total de calor rejeitado se divide quase uniformemente entre os trocadores de calor de cada estágio, com exceção do último estágio que apresenta queda relativamente menor, de quase 300 quilojoules por segundo versus 500 quilojoules dos outros estágios.

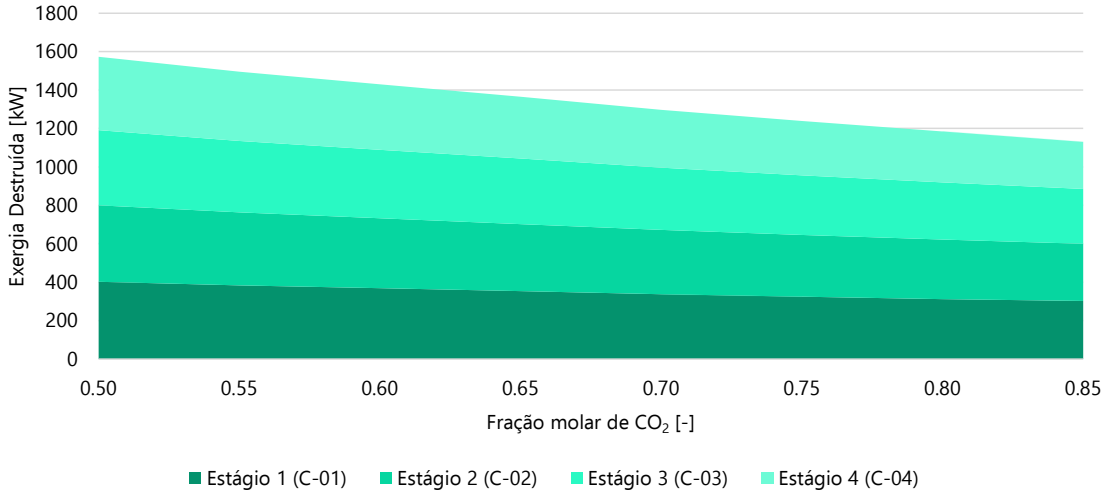
As exergias destruídas em cada componente do sistema de compressão em função da composição da mistura são apresentadas pelas figuras 52 a 55.

Figura 52 – Exergia destruída nos *scrubbers* versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



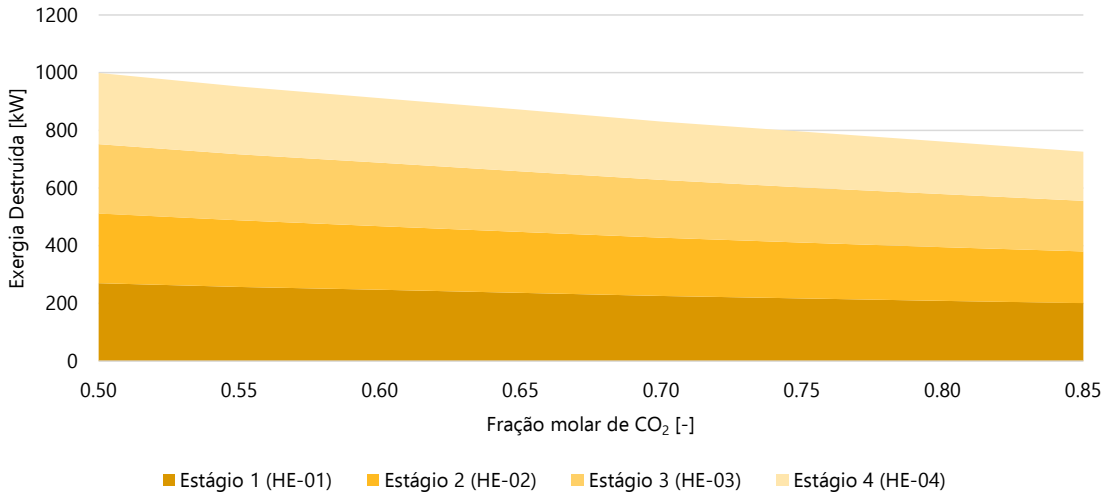
Fonte: Autor.

Figura 53 – Exergia destruída nos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

Figura 54 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto

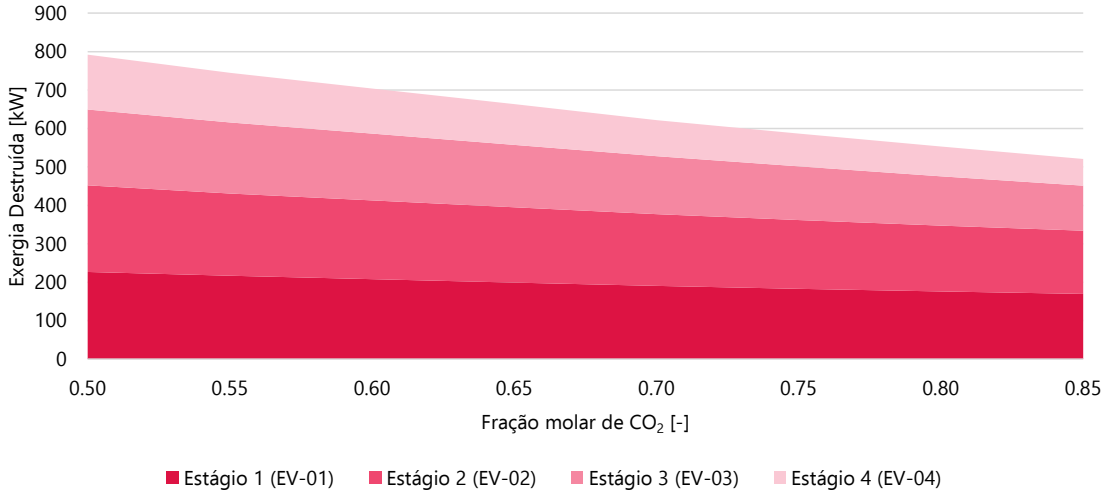


Fonte: Autor.

Ao analisar os resultados de exergia destruída em função da fração molar de CO_2 para cada componente, algumas observações podem ser apresentadas:

a) A exergia destruída nos misturadores tipo *scrubber* são desprezíveis quando comparadas com os outros componentes, equivalendo em média à 1% da exergia destruída total.

Figura 55 – Exergia destruída nas válvulas anti-surge versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

b) Para os compressores, o incremento de dióxido de carbono na composição da mistura resulta em redução da destruição de exergia de quase 450 quilowatts, equivalente a aproximadamente um terço do valor inicial e metade da queda de exergia destruída no cenário apresentado na seção anterior pela figura 42. O total de exergia destruída nos compressores distribui-se igualmente entre os estágios para baixas frações molares de CO_2. Contudo, com o aumento da fração molar de CO_2, o último estágio apresenta maiores quedas do que os outros três estágios, de cerca de 30% contra 23% dos outros, alterando a distribuição do total de exergia destruída para 26% nos três primeiros estágios e 22% para o último estágio.

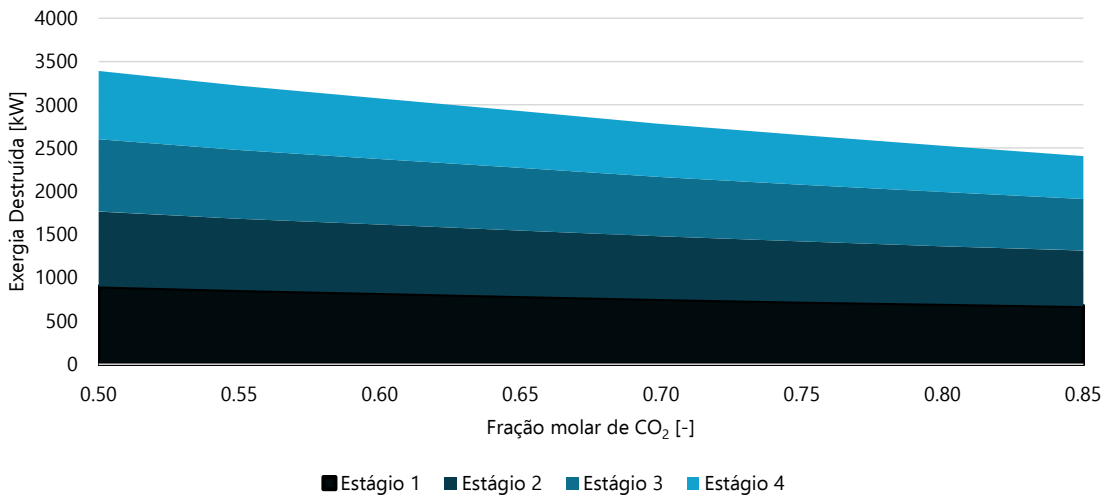
c) Para os trocadores de calor, o trocador do primeiro estágio de compressão apresenta proporcionalmente 4% mais irreversibilidades do que os outros três. O incremento de CO_2 na mistura implica numa queda de mais de 270 quilowatts, sendo o último estágio o principal responsável, correspondendo a quase um terço do total da diminuição da exergia destruída.

d) Com a vazão na entrada do sistema de compressão menor do que a metade da vazão de projeto, a unidade de recirculação é acionada e parte da destruição de exergia acontece na válvula de expansão para manter a vazão na sucção dos compressores dentro do limite seguro de operação. Interessante observar que, proporcionalmente, o último estágio apresenta irreversibilidades muito menores do que

os outros estágios, equivalendo em média a 15% do total de exergia destruída, contra 25% no terceiro estágio e 30% nos dois primeiros. O incremento de CO_2 resulta em uma queda de mais de 270 quilowatts entre os dois extremos fração molar.

A influência da presença de dióxido de carbono na exergia destruída total é apresentada em dois aspectos: por estágios (figura 56) e por componente (figura 57). Os dois primeiros estágios de compressão são os principais responsáveis pelas exergia destruídas no sistema, correspondendo em média 27% ao primeiro estágio e 26% o segundo. Em relação aos componentes, os compressores apresentam em média quase a metade das irreversibilidades do sistema, seguido dos trocadores de calor com 30%, das válvulas de expansão com 23% e dos *scrubbers* com 1%. Verifica-se que a exergia destruída total sofre uma queda de quase 1000 quilowatts entre os valores mínimos e máximos de fração molar de CO_2, a qual equivale a um terço do total de exergia do sistema. Comparando com o cenário com a unidade de recirculação desligada, apresentado na seção anterior, equivale a 70% da queda observada. O último estágio é o principal responsável, representando quase um terço do total reduzido. Em relação aos componentes, o compressor apresenta as maiores baixas, com 45% de queda.

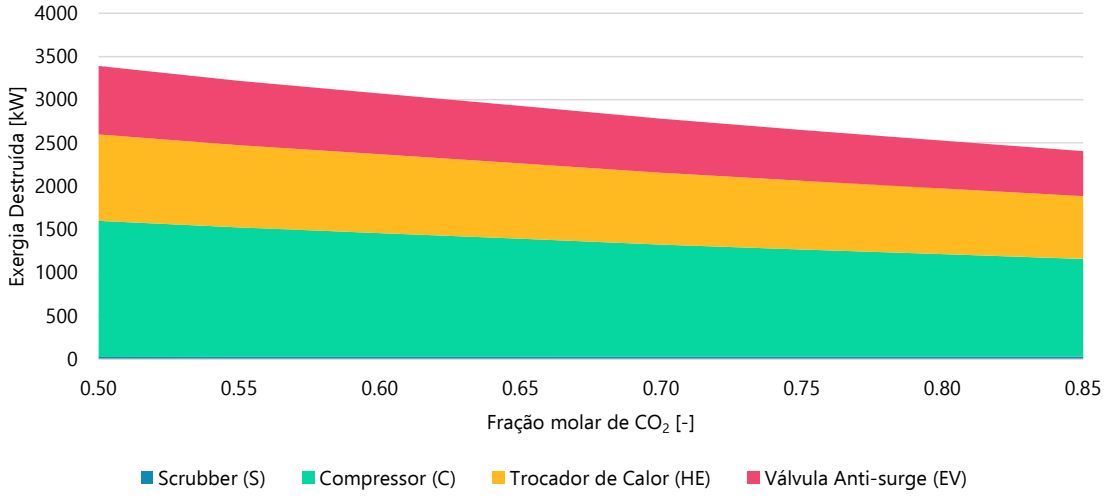
Figura 56 – Exergia destruída total versus Fração molar de CO_2 por estágio, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

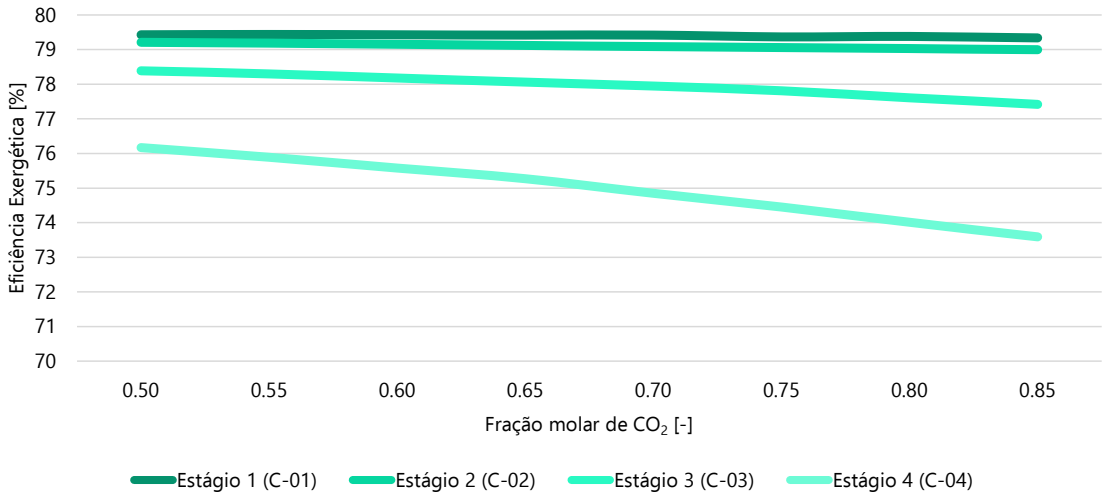
O comportamento das eficiências exergéticas dos compressores e geral do sistema com a variação da fração molar de CO_2 é ilustrado pelas figuras 58 e 59, respectivamente.

Figura 57 – Exergia destruída total versus fração molar de CO_2 por componente, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

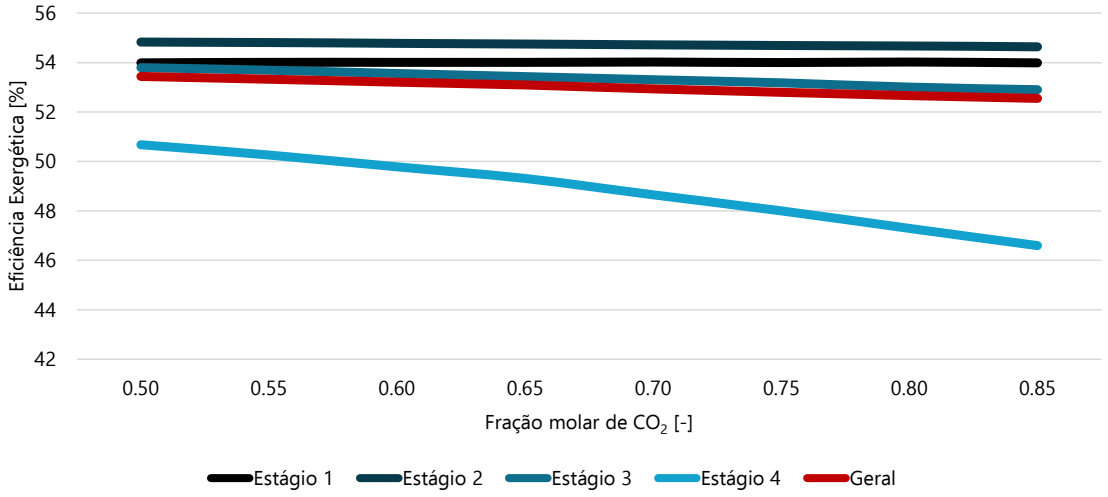
Figura 58 – Eficiência exergética dos compressores versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

Analisando a eficiência exergética dos compressores, apresentada pela figura 58, observa-se que os dois primeiros estágios tem eficiências maiores e são pouco afetados com o aumento da fração molar de CO_2 enquanto os dois últimos estágios de compressão apresentam eficiências menores e maiores influências com o incremento de CO_2, com quedas de 1 ponto percentual no terceiro estágio e 2,6 pontos percentuais no quarto estágio.

Figura 59 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



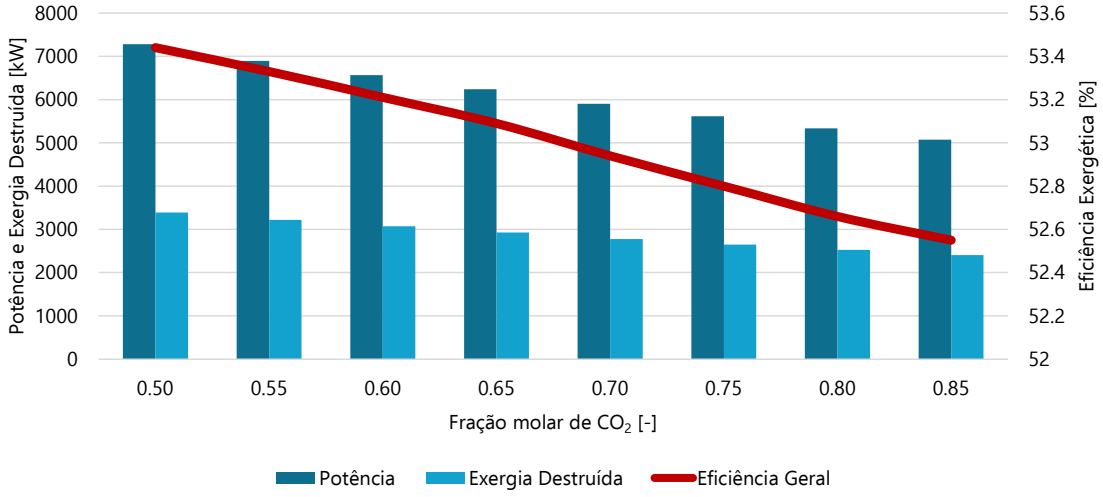
Fonte: Autor.

Ao examinar a eficiência exergética do sistema de compressão, ilustrado pela figura 59, constata-se que os três primeiros estágios apresentam eficiência relativamente próximas e que há pouca influencia nos resultados com o aumento da presença de CO_2 na mistura, com variações menores do que 1 ponto percentual. A eficiência exergética do quarto estágio, porém, é bastante influenciável ao incremento de CO_2, observando-se quedas que superam 4 pontos percentuais entre os extremos de fração molar. Em relação à eficiência exergética geral do sistema de compressão, representado pela curva vermelha, nota-se variações menores do que 1 ponto percentual, contatando haver pouca influência com a presença de dióxido de carbono,

Comparando com as eficiências exergéticas com os resultados apresentados para o cenário com a unidade de recirculação desligada, ilustrados pelas figuras 46 e 47 da seção anterior, nota-se que o funcionamento da unidade de recirculação anti-*surge* tem influência considerável nos resultados. Verifica-se, por exemplo: variações de até 1,5 pontos percentuais nos resultados de eficiência exergética do compressor do último estágio; variações de 11 pontos percentuais nas eficiências exergéticas do sistema para o primeiro e segundo estágio; e queda média de 10 pontos percentuais na eficiência exergética geral do sistema de compressão.

Para uma visão macro da resposta do sistema ao cenário proposto, elaborou-se o indicador exergético, apresentado pela figura 60, que expõe os comportamentos dos totais de potência consumida e exergia destruída e a eficiência exergética resultante da relação entre as duas grandezas. Por meio deste, constata-se que o aumento da presença de dióxido de carbono na mistura

Figura 60 – Potência consumida total, exergia destruída total e eficiência exergética geral versus fração molar de CO_2, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto



Fonte: Autor.

gasosa para o modo de funcionamento com a unidade de recirculação ligada implica em quedas próxima a 2200 quilowatts de potência consumida total e 1800 quilowatts de exergia destruída total entre os valores máximos e mínimos de fração molar de CO_2. Proporcionalmente, estas variações representam 36% da potência consumida total média e 21% da exergia destruída total média, sendo que a maior variação da potência consumida em relação à exergia destruída explica o decaimento de quase 1% na eficiência exergética geral do sistema, conforme relação apresentada pela seção 3.4.3.

4.5 AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E COMPOSIÇÃO DA MISTURA

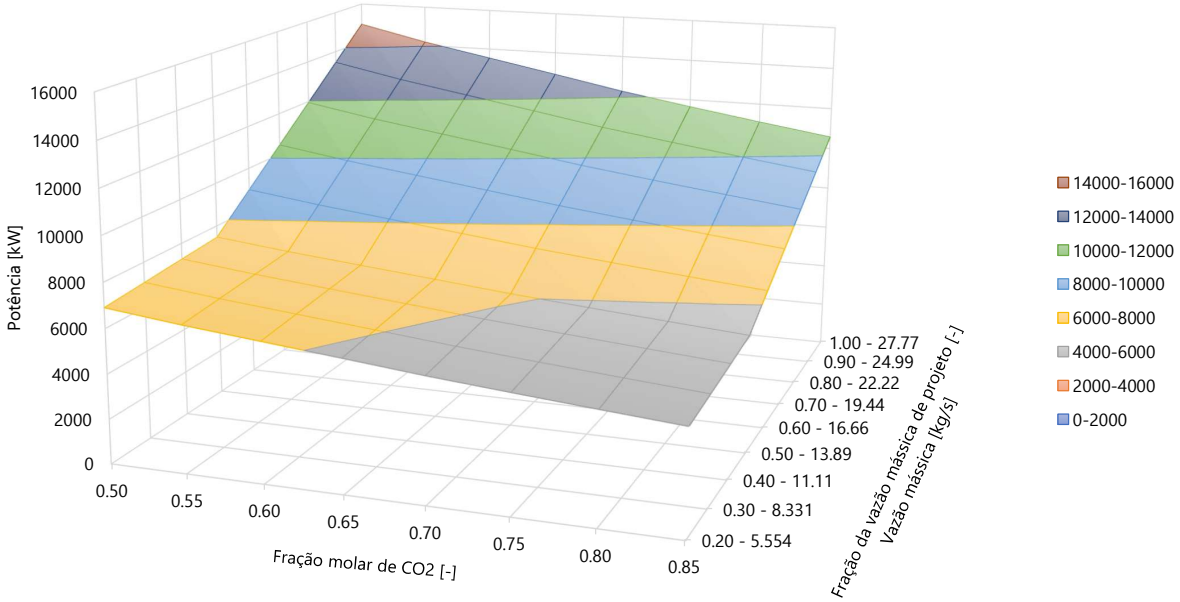
Por fim, é proposta a avaliação da influência das duas variáveis em conjunto, vazão mássica e composição da mistura, nos indicadores energéticos e exergéticos do sistema. Para esta análise, considerou-se um sistema com quatro estágios de compressão, razões de pressão idênticas, iguais a 2,863, e que a unidade de recirculação é acionada quando a vazão mássica na entrada do sistema de compressão é menor do que a metade da vazão de projeto.

As figuras 61 e 62 apresentam o comportamento dos totais de potência consumida nos compressores e calor rejeitado nos trocadores de calor em relação à vazão mássica e à fração molar de CO_2. Quando se compara os cenários de máxima produção de óleo e gás da plata-

forma, quando há maiores vazões mássicas na entrada do sistema de compressão e menores frações molares de CO_2, com o final da vida útil do campo, com menores vazões na entrada e maior presença de CO_2 na mistura, observam-se variações de potência consumida e calor rejeitado da ordem de 10000 quilowatts e 14000 quilojoules por segundo, respectivamente.

Outro dado interessante é que com a unidade de recirculação desligada, o incremento de 10% na vazão mássica acarreta num aumento médio de 3% na potência consumida e 10% no calor rejeitado. Por outro lado, com o funcionamento da unidade de recirculação, o mesmo incremento na vazão resulta em um aumento médio de 15% na potência e calor. Em relação à composição da mistura, o incremento de 5% na fração molar provoca um aumento médio de 3% na potência consumida e 5% no calor rejeitado.

Figura 61 – Potência consumida pelos compressores versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2

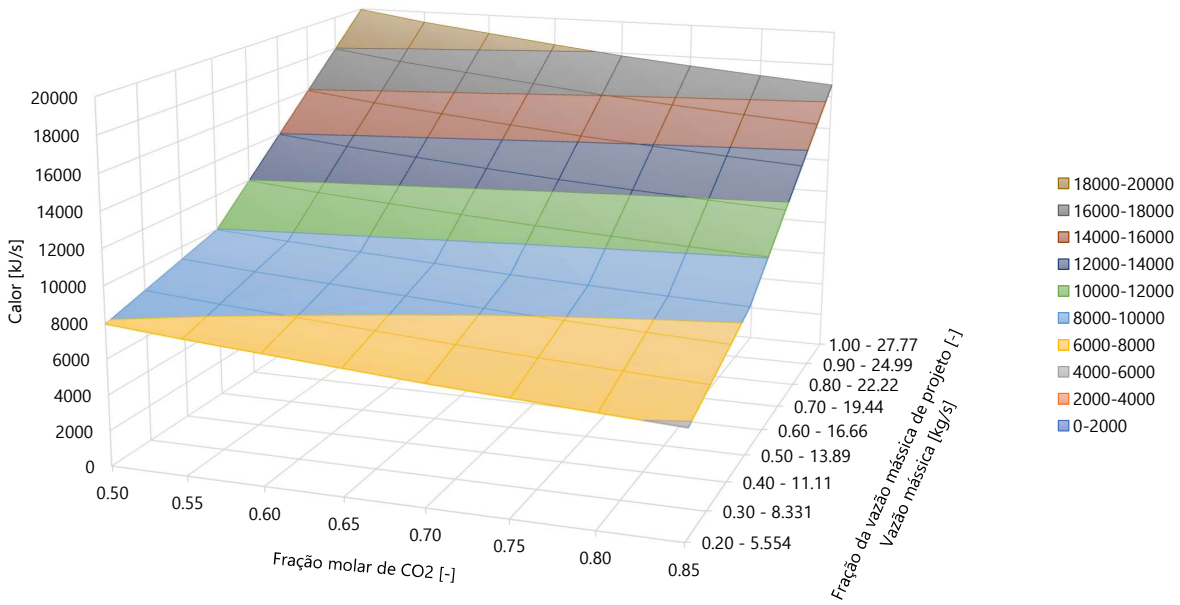


Fonte: Autor.

As figuras 63, 64, 65 e 66 ilustram a resposta das exergias destruídas em cada componente e total do sistema de compressão. Como a exergia destruída nos misturadores tipo *scrubber* é desprezível ao comparar com outros componentes, foi decidido não mostrá-la, contudo, na exergia destruída total esta é levada em consideração.

Ao comparar os contextos de maior produção de óleo e gás com o encerramento do ciclo de produção do poço, observam-se variações de mais de 2000 quilowatts na exergia destruída nos compressores e de 1700 quilowatts nos trocadores de calor. Para a válvula de expansão, há um incremento de mais de 1500 quilowatts entre o ponto em que a unidade de recirculação

Figura 62 – Calor rejeitado nos trocadores de calor versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2

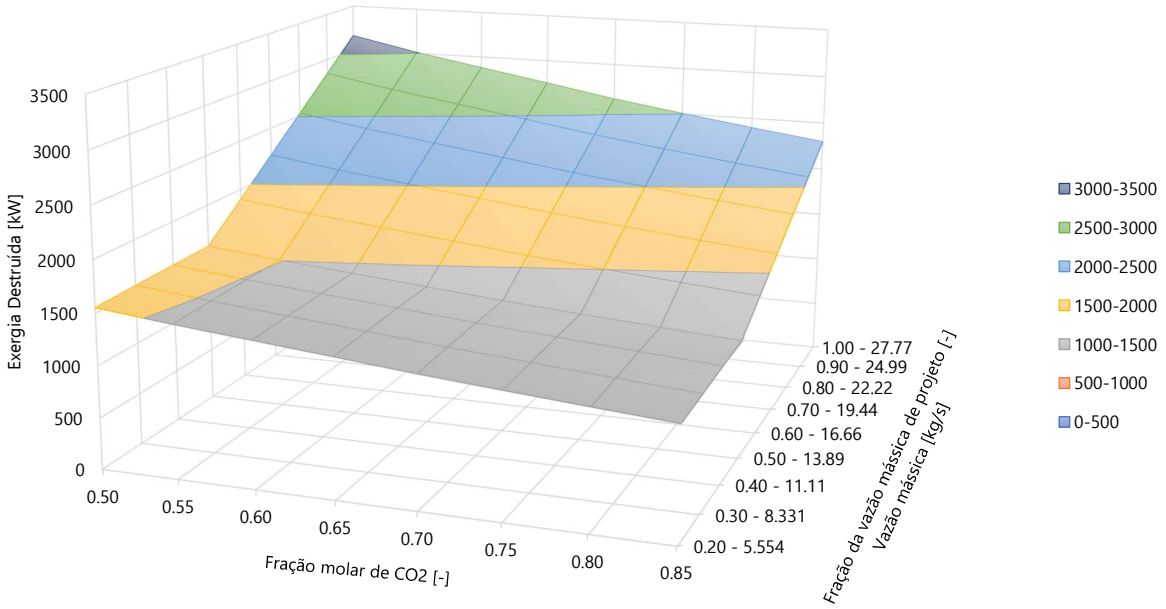


Fonte: Autor.

deve ser acionada (50% da vazão mássica de projeto) e o final de vida útil do poço. Analisando os resultados de exergia destruída total, nota-se que a variação para estes dois pontos de funcionamento é de mais de 2200 quilowatts. Interessante notar que, para a mesma fração molar de CO_2, a exergia destruída total apresenta magnitude muito próximas entre os dois extremos de vazão mássica.

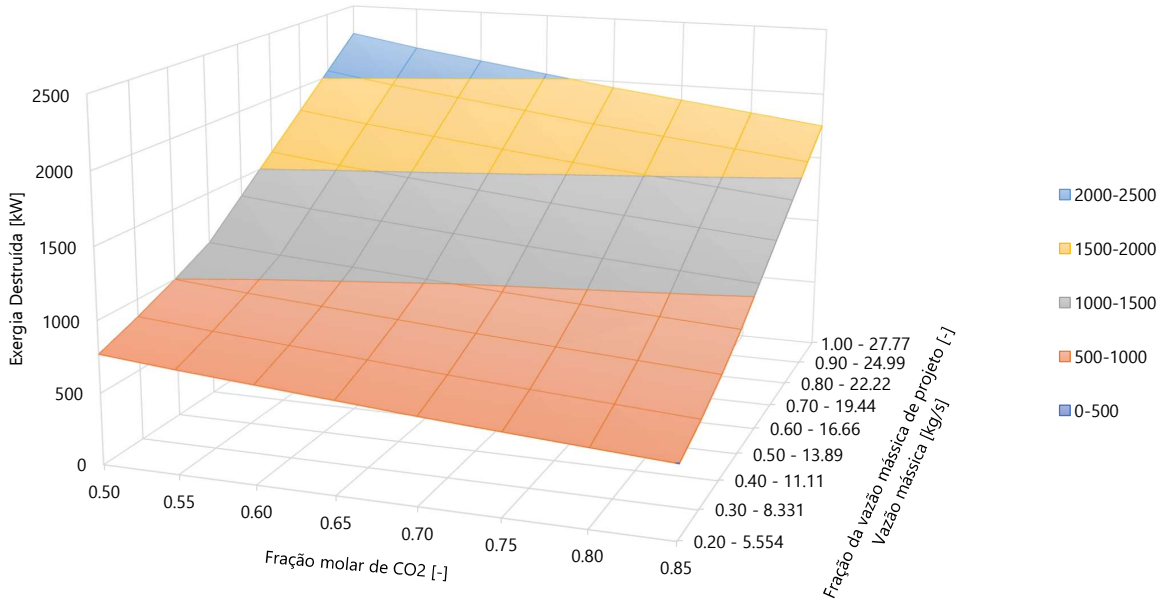
Para a eficiência exergética, ilustrado pela figura 67, a variação quando se comparam os pontos de máxima e mínima produção é de 32%. Observa-se que a influência da composição da mistura na eficiência exergética é, no geral, desprezível. O mesmo ocorre com a vazão mássica que, para a condição de funcionamento com a unidade de recirculação desligada (vazões maiores do que 50% da vazão de projeto), praticamente não há influencia nos resultados de eficiência.

Figura 63 – Exergia destruída nos compressores versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2



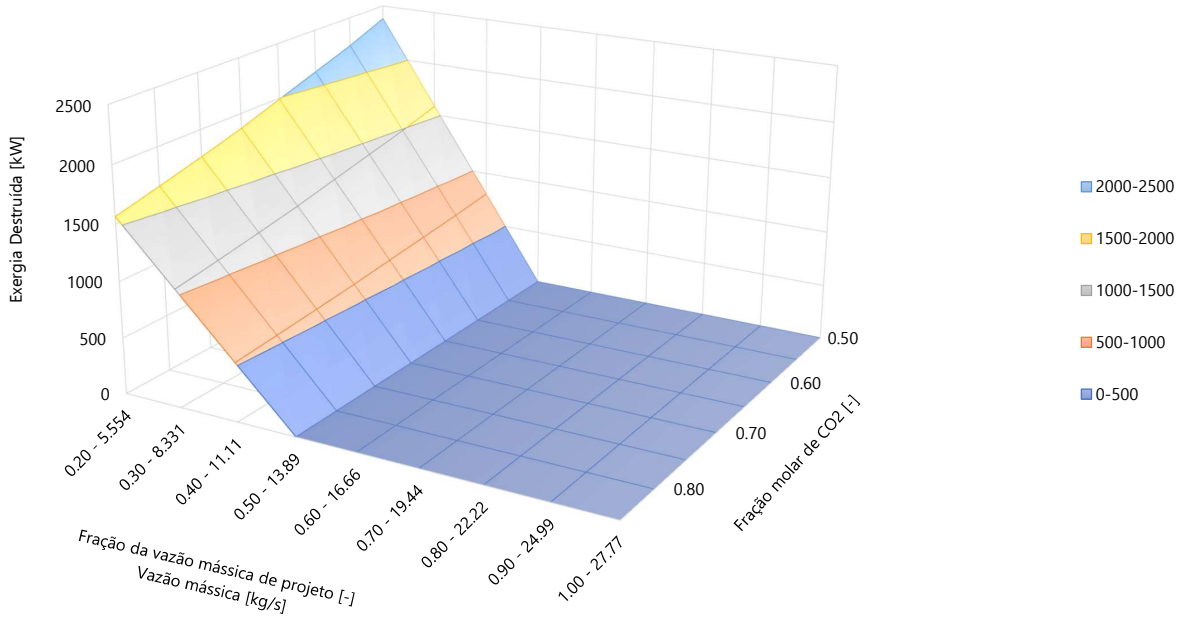
Fonte: Autor.

Figura 64 – Exergia destruída nos trocadores de calor versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2



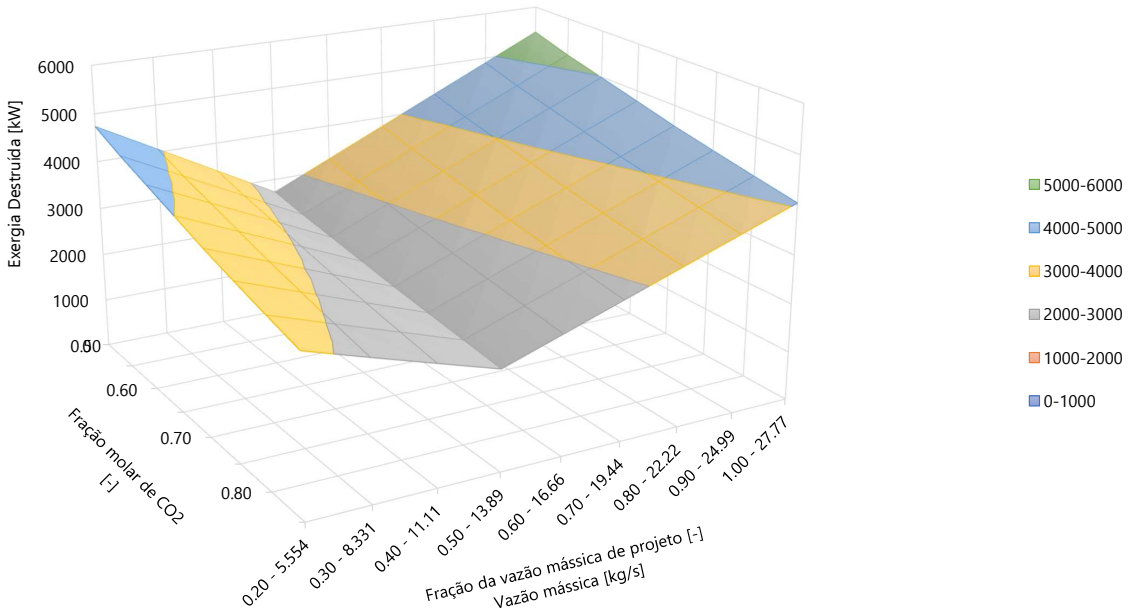
Fonte: Autor.

Figura 65 – Exergia destruída nas válvulas anti-*surge* versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2



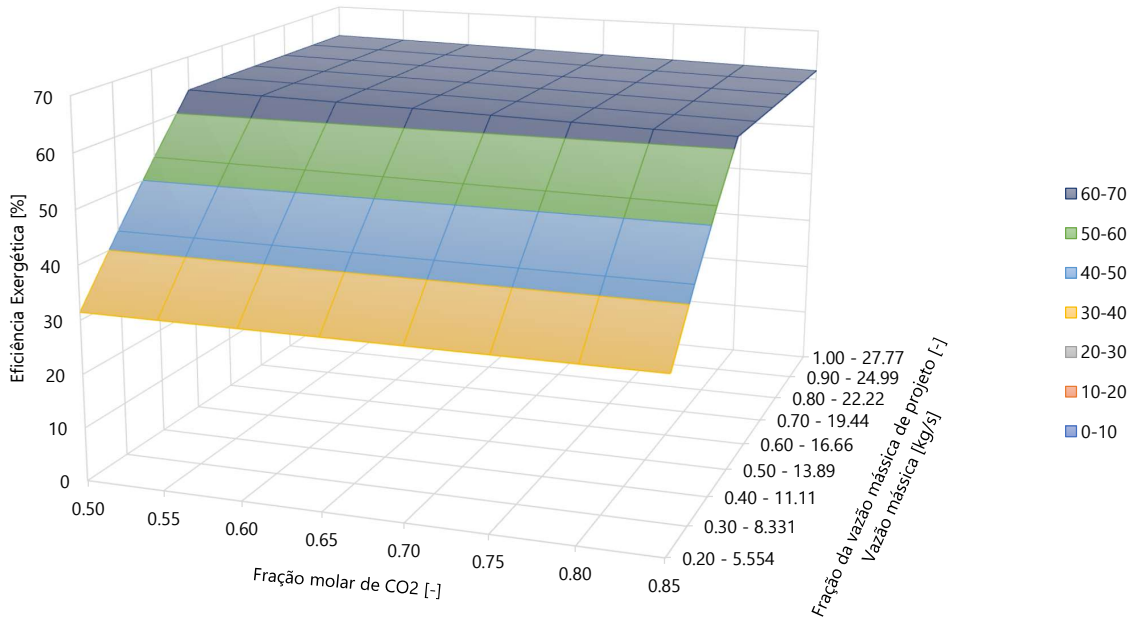
Fonte: Autor.

Figura 66 – Exergia destruída total versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2



Fonte: Autor.

Figura 67 – Eficiência exergética do sistema de compressão versus vazão mássica na entrada do sistema de compressão e fração molar de CO_2



Fonte: Autor.

5 CONCLUSÃO

A evolução da produção de petróleo e gás natural brasileira, desde a descoberta do pré-sal até sua consolidação como principal fonte de extração, demandou o desenvolvimento de plataformas FPSO cada vez mais eficientes e ambientalmente sustentáveis, tornando os subsistemas de separação, compressão e reinjeção de CO_2 indispensáveis para a operação.

Neste contexto, considerando que as plataformas são configuradas em função da composição da mistura gasosa e das vazões dos fluídos dos reservatórios, foi proposto um código computacional desenvolvido em EES para avaliação da influência destas variáveis nos indicadores energéticos e exergéticos do sistema de compressão de CO_2 de uma plataforma FPSO, considerando os efeitos da unidade de recirculação anti-*surge* para a prevenção dos compressores quando trabalham com vazões menores que o limite inferior de operação.

Analisando os impactos da vazão mássica na entrada do sistema de compressão, como detalhado na seção 4.3, observa-se que, para a condição de funcionamento com a unidade de recirculação anti-*surge* desligada, mais de um quarto da potência consumida pelos compressores é destruída durante a compressão da mistura, correspondendo a quase 60% do total de exergia destruída no sistema. Em contraste a isso, o cenário com a unidade de recirculação ligada transfere a maior parcela da exergia destruída para as válvulas de expansão, atingindo em vazões mínimas quase a metade do total da exergia destruída. Este total está concentrado principalmente nos primeiros estágios de compressão, por apresentarem maiores gerações de entropia. Interessante notar que a vazão pouco influencia na eficiência exergética dos compressores para os dois primeiros estágios de compressão, mantendo-se igual a 80%. Para o terceiro e quarto estágio, porém, o acionamento da recirculação para vazões menores acarreta numa queda de 4% na eficiência. Para o caso da eficiência do sistema, nota-se que todos os estágios são impactados com a redução da vazão e o crescimento da corrente recirculada, saltando de 62% para 32%.

Ao estudar a influencia da composição da mistura, como desenvolvido na seção 4.4, verifica-se que o incremento de fração molar de CO_2 resulta na queda da demanda de potência, atingindo mais de 4000 quilowatts de redução, para o cenário com vazão mássica igual a vazão de projeto, e 2000 quilowatts, para vazão igual a 40% da vazão de projeto. Em relação à exergia destruída, para o caso da unidade de recirculação desligada, em média quase 60% do total é destruída pelos compressores, enquanto que, para unidade desligada, a exergia destruída é dividida em: 50% nos compressores, 30% nos trocadores de calor, 23% nas válvulas de expansão e 1% nos *scrubbers*. A eficiência exergética dos compressores mostra que, para o primeiro cenário,

apenas o último estágio é influenciado pela composição da mistura, apresentando uma queda de 2,6%, enquanto que, para o segundo cenário, os dois últimos estágios são impactados, com quedas de 1% no terceiro estágio e 2,6% no quarto estágio. Por fim, para a eficiência exergética do sistema, nota-se maior influência da composição no último estágio em ambos os cenários, com quedas de 6,7% no primeiro cenário e 4% no segundo.

Avaliando as duas variáveis em conjunto, como detalhado na seção 4.5, é possível comparar os resultados para os períodos de máxima produção de óleo e gás da plataforma, quando há maiores vazões mássicas na entrada do sistema de compressão e menores frações molares de CO_2 na composição da mistura, com o final da vida útil do reservatório, que apresenta menores vazões na entrada e maior presença de CO_2. Por meio desta, observam-se variações da ordem de 10000 quilowatts de potência total consumida, 2200 quilowatts de exergia total destruída e 32% na eficiência exergética do sistema de compressão.

Importante salientar que, para trabalhos em cargas parciais, o modelo proposto não utiliza mapas de desempenho dos compressores para determinação da eficiência isentrópica e da vazão mínima para acionamento da unidade de recirculação. Como são informações de difícil acesso e de aplicação limitada a uma composição específica de fluído, foram propostos:

a) Método para estimativa da eficiência isentrópica, detalhado na seção 3.1.1.1, o qual é limitado por não considerar a variável vazão no cálculo, que possivelmente influenciaria nos resultados de potência consumida e exergia destruída nos compressores.

b) Simplificação para determinação do limite inferior de vazão para acionamento da unidade de recirculação, aprofundado na seção 3.1.1.2, o qual apresenta uma relativa diferença para a vazão mínima real, estipulada pelos mapas de desempenho, que provavelmente influenciaria o ponto de acionamento da válvula de recirculação para cada estágio de compressão e composição da mistura.

Ainda assim, os resultados apresentados mostraram-se satisfatórios e condizentes com as literaturas analisadas. Para a complementação do trabalho considera-se interessante a integração de mapas reais de desempenho dos compressores, a investigação da influência de outros elementos presentes na composição do fluxo gasoso e o estudo do impacto de outras variáveis nos indicadores, tais como, número de estágios, razões de pressão, entre outros.

REFERÊNCIAS

ACEVEDO BLANCO, Victor Leonardo. **Diagnóstico de emissões de gases de efeito estufa em plataformas FPSO**. 2016. Mestrado em Planejamento de Sistemas Energóticos – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEL. Painel Dinâmico de Produção de Petróleo e Gás Natural. Rio de Janeiro, 2020. Disponível em: https://bit.ly/2Lm4yPu. Acesso em: 12 jun. 2020.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEL. Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis: 2019. ANP, Rio de Janeiro, 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEL. Boletim da Produção de Petróleo e Gás Natural - Março: Número 115. Rio de Janeiro, 2020.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEL. 1ª Rodada de Licitações completa 20 anos. Rio de Janeiro, 2019. Disponível em: https://bit.ly/3bpOh6q. Acesso em: 20 ago. 2020.

ALMEIDA, E et al. Gás do Pré-Sal: Oportunidades, Desafios e Perspectivas. **Texto para Discussão, Cooperação e Pesquisa IBP–UFRJ.**, v. 22, 2017.

BEJAN, Adrian. **Advanced engineering thermodynamics**. [S.l.]: John Wiley e Sons, 2016.

BELL, Ian H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014. Disponível em: http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999. Acesso em: 19 jun. 2020.

BELTRAO, Ricardo L Carneiro et al. SS: Pre-salt Santos basin-Challenges and New Technologies for the Development of the Pre-salt Cluster, Santos Basin, Brazil. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE. OFFSHORE Technology Conference. [S.l.: s.n.], 2009.

BENSON, Sally M.; ORR, Franklin M. Carbon Dioxide Capture and Storage. **MRS Bulletin**, Cambridge University Press, v. 33, n. 4, p. 303–305, 2008.

BRASIL. Lei nº 12.351, de 22 de dezembro de 1999. Dispõe sobre a exploração e a produção de petróleo, de gás natural e de outros hidrocarbonetos fluidos, sob o regime de partilha de produção, em áreas do pré-sal e em áreas estratégicas; cria o Fundo Social - FS e dispõe sobre sua estrutura e fontes de recursos; altera dispositivos da Lei nº 9.478, de 6 de agosto de 1997; e dá outras providências. **Diário Oficial da República Federativa do Brasil**, Brasília, DF, dez. 2010. Disponível em: https://bit.ly/3efFypt. Acesso em: 14 mai. 2020.

BRITISH PETROLEUM. BP Statistical Review of World Energy: 68th edition, p. 8–11, 2019.

CARRANZA SÁNCHEZ, Yamid Alberto. **Exergy and environmental assessment of FPSO offshore platforms with CO2 capture and storage.** 2017. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo.

CARRANZA SÁNCHEZ, Yamid; DE OLIVEIRA JR., Silvio. Exergy analysis of offshore primary petroleum processing plant with CO2 capture. **Energy**, v. 88, jul. 2015.

CARRANZA SÁNCHEZ, Yamid et al. ENERGY AND EXERGY PERFORMANCE OF THREE FPSO OPERATIONAL MODES, dez. 2015.

CASEY, MV; ROBINSON, CJ. A guide to turbocharger compressor characteristics. In: DIESELMOTORENTECHNIK, 10th Symposium (Ed. M. Bargende). [S.l.: s.n.], 2006. P. 30–31.

CENTRO BRASILEIRO DE INFRAESTRUTURA. Qual o ranking do Brasil na produção de petróleo global?, 2019. Disponível em: https://bit.ly/3bsiv90. Acesso em: 18 nov. 2020.

CRUZ, Matheus; ARAÚJO, Ofélia; DE MEDEIROS, José. Exergy comparison of single-shaft and multiple-paralleled compressor schemes in offshore processing of CO2-Rich natural gas. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, v. 81, p. 103390, 2020. Disponível em: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1875510020302444. Acesso em: 02 jul. 2020.

CUCHIVAGUE, Hamilton Yair Ortiz. Análise Exergética de um Sistema de Injeção de CO2 para uma Plataforma FPSO e sua Integração com Ciclo Combinado e Captura de Carbono. [sn], 2015.

D'ALOIA, Felipe Alves. **Análise exergética de sistemas de compressão de gás em plataformas offshore de produção de petróleo.** 2017. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo.

D'ALOIA, Felipe; CARRANZA SÁNCHEZ, Yamid; DE OLIVEIRA JR., Silvio. Exergy analysis of a gas compression system in offshore oil platforms, out. 2016.

DE OLIVEIRA JR., Silvio; VAN HOMBEECK, Marco. Exergy analysis of petroleum separation processes in offshore platforms. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 15, p. 1577–1584, 1997. Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems. Disponível em: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890496002191. Acesso em: 25 mai. 2020.

GALLO, Waldyr LR et al. Exergy analysis of the compression systems and its prime movers for a FPSO unit. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, Elsevier, v. 44, p. 287–298, 2017.

GAYE, Amie et al. Access to energy and human development. **Human development report**, v. 2008, p. 2007, 2007.

GHANNADZADEH, Ali et al. General methodology for exergy balance in ProSimPlus® process simulator. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 38–59, 2012. Integration and Energy System Engineering, European Symposium on Computer-Aided Process Engineering 2011. Disponível em: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212001120. Acesso em: 16 jul. 2020.

HALL, Charles et al. Hydrocarbons and the evolution of human culture. **Nature**, Nature Publishing Group, v. 426, n. 6964, p. 318–322, 2003.

HARO, Herberth Arturo Vasquez. **Simulação de Injeção de CO2 em Reservatórios de Petróleo para EOR e Armazenamento de Carbono**. 2014. Doutorado em Engenharia Mecânica – Pontífica Universidade Católica, Rio de Janeiro.

IGI GLOBAL. What is Tonne of Oil Equivalent (TOE). Disponível em: https://bit.ly/3bW6hWE. Acesso em: 06 jun. 2020.

INCROPERA, Frank P et al. In: FUNDAMENTALS of heat and mass transfer. 6. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons Inc., 2007. cap. 11, p. 434–442.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO, GÁS E BIOCOMBUSTÍVEIS. Descubra o Impacto do Setor de Óleo e Gás no PIB Brasileiro, 2019. Disponível em: https://bit.ly/3bpOh6q. Acesso em: 05 fev. 2020.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO, GÁS E BIOCOMBUSTÍVEIS. Saiba Porque a Indústria de Petróleo e Gás é Relevante para o Brasil, 2020. Disponível em: https://bit.ly/3ewQ7ER. Acesso em: 15 mar. 2020.

INTERNATIONAL ASSICIATION OF OIL AND GAS PRODUCERS AND THE GLOBAL OIL AND GAS INDUSTRY ASSOCIATION FOR ENVIRONMENTAL AND SOCIAL ISSUES. Guides for implementation ISO 50001 energy management system in the oil and gas industry., 2013. Disponível em: https://bit.ly/3deT7V9. Acesso em: 22 mai. 2020.

KOTAS, Tadeusz Jozef. **The exergy method of thermal plant analysis**. [S.l.]: Elsevier, 1995.

KUNZ, Oliver; WAGNER, Wolfgang. The GERG-2008 wide-range equation of state for natural gases and other mixtures: an expansion of GERG-2004. **Journal of chemical & engineering data**, ACS Publications, v. 57, n. 11, p. 3032–3091, 2012.

KUNZ, Oliver et al. The GERG-2004 wide-range equation of state for natural gases and other mixtures. In: GERG TM15. [S.l.]: Fortschritt-Berichte VDI, 2007. v. 6.

LIMA, MA et al. Renewable energy in reducing greenhouse gas emissions: reaching the goals of the Paris agreement in Brazil. **Environmental Development**, Elsevier, p. 100504, 2020.

MAZZOCCOLI, Michela; BOSIO, Barbara; ARATO, Elisabetta. Analysis and comparison of Equations-of-State with p-ρ-T experimental data for CO2 and CO2-mixture pipeline transport. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 23, p. 274–283, 2012.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA; EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Plano decenal de expansão de energia 2029. **Ministério de Minas e Energia e Empresa de Pesquisa Energética. Brasília**, 2019.

MOORE, Jeffrey; BRUN, Klaus; KURZ, Rainer et al. Tutorial on centrifugal compressor surge control. In: TURBOMACHINERY LABORATORY, TEXAS A&M ENGINEERING EXPERIMENT STATION. PROCEEDINGS of the 47th Turbomachinery Symposium. [S.l.: s.n.], 2018.

MORAIS, José Mauro de. Petróleo em Águas Profundas: Uma história tecnológica da PETROBRAS na exploração e produção offshore. In: Brasília: IPEA: Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada, 2013. cap. 7.

ODOM, Fred M; MUSTER, Gordon L et al. Tutorial on modeling of gas turbine driven centrifugal compressors. In: PIPELINE SIMULATION INTEREST GROUP. PSIG annual meeting. [S.l.: s.n.], 2009.

ORGANIZATION OF THE PETROLEUM EXPORTING COUNTRIES. Member Countries, 2020. Disponível em: https://bit.ly/3ginixj. Acesso em: 06 jul. 2020.

PETROBRÁS. EIA/RIMA Para a Atividade de Produção e Escoamento de Petróleo e Gás Natural do Polo Pré-Sal da Bacia de Santos - Etapa 1. **EIA – Estudo de Impacto Ambiental**, v. 0, p. 1–31, mai. 2012.

PETROBRÁS. Infográfico Tipos de Plataformas, 2014. Disponível em: https://bit.ly/3bsiv90. Acesso em: 18 jul. 2019.

RITCHIE, Hannah; ROSER, Max. Energy. **Our World in Data**, 2020. Disponível em: https://bit.ly/3bhLv3i. Acesso em: 20 jun. 2020.

RITCHIE, Hannah; ROSER, Max. CO2 and Greenhouse Gas Emissions. **Our World in Data**, 2020. Disponível em: https://bit.ly/3dEffsu. Acesso em: 23 jun. 2020.

ROMEO, Luis M. et al. Optimization of intercooling compression in CO2 capture systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 8, p. 1744–1751, 2009. Disponível em: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943110800344X. Acesso em: 21 mar. 2020.

RUSCH, Daniel; CASEY, Michael. The Design Space Boundaries for High Flow Capacity Centrifugal Compressors. **Journal of Turbomachinery**, v. 135, n. 3, mar. 2013. 031035. Disponível em: https://doi.org/10.1115/1.4007548. Acesso em: 22 jan. 2020.

SPAN, Roland; WAGNER, Wolfgang. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. **Journal of physical and chemical reference data**, American Institute of Physics for the National Institute of Standards and . . . , v. 25, n. 6, p. 1509–1596, 1996.

UNITED NATIONS. Conference of the Parties (COP21): Adoption on the Paris Agreement. Paris, 2015.

UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE. Federative Republic Of Brazil: Intended Nationally Determined Contribution, 2016. Disponível em: https://bit.ly/3crFS41. Acesso em: 06 dez. 2019.

VINIEGRA, C. Cultural evolution, energy use and human development. **WIT Transactions on Ecology and the Environment**, WIT Press, v. 144, p. 415–427, 2011.

WANG, Peng-Tao et al. Carbon capture and storage in China's power sector: Optimal planning under the 2 degree C constraint. **Applied Energy**, Elsevier, v. 263, p. 114694, 2020.

WASHINGTON, Booker T. **Up from Slavery: An Autobiography: Applied Anthropology**. [S.l.]: AL Burt Company, new York, 1901.

WILHELMSEN, Øivind et al. Evaluation of SPUNG* and Other Equations of State for Use in Carbon Capture and Storage Modelling. **Energy Procedia**, v. 23, p. 236–245, 2012. The 6th Trondheim Conference on CO2 Capture, Transport and Storage. Disponível em: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212010648. Acesso em: 14 jul. 2020.

WORLD METEOROLOGICAL ORGANIZATION. WMO confirms 2019 as second hottest year on record, 2020. Disponível em: https://bit.ly/2UkkzKA. Acesso em: 12 mai. 2020.

WWF. Mudanças Climáticas. Disponível em: https://bit.ly/30hY5xr. Acesso em: 16 jan. 2020.

ZHANG, Gongcheng et al. Giant discoveries of oil and gas fields in global deepwaters in the past 40 years and the prospect of exploration. **Journal of Natural Gas Geoscience**, v. 4, n. 1, p. 1–28, 2019. Disponível em: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2468256X19300033. Acesso em: 08 abr. 2020.

APÊNDICE A – CÓDIGO COMPUTACIONAL

A.1 CÓDIGO COMPUTACIONAL ELABORADO EM *ENGINEERING EQUATION SOLVER* (EES)

Este apêndice apresenta o código computacional completo desenvolvido no software *Engineering Equation Solver* (*EES*) para executar as rotinas demonstradas no capítulo 3.

I - Função para determinar a temperatura conhecendo-se a entalpia

procedure $FindTGivenH(Z, T1, P2, h1, Fluido\$: Tm, S, \rho)$

If$(Z = 0)$ then

$Tm := 0$

$S := 0$

$\rho := 0$

else

$T2 := T1 + 300$

$T3 := T1 - 96$

repeat

$$Tm := \frac{T3 + T2}{2}$$

$$h2 := \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ }, P2 \cdot 1 \times 10^3, \text{‘T’ }, Tm + 273.15, Fluido\$)}{1000}$$

If$(h2 > h1)$ then

$T2 := Tm$

else

$T3 := Tm$

endif

$Erro := ABS\,(h1 - h2)$

until $(Erro < 0.0001)$

$$S := \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ , } P2 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } Tm + 273.15, Fluido\$)}{1000}$$

$$\rho := propssi\Big(\text{‘D’ , ‘P’ , } P2 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } Tm + 273.15, Fluido\$\Big)$$

endif

end

II - Função para determinar a temperatura conhecendo-se a entropia

procedure $FindTGivenS(T1, P2, s1, Fluido\$: Tm)$

$T2 := T1 + 300$

repeat

$$Tm := \frac{T1 + T2}{2}$$

$$s2 := \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ , } P2 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } Tm + 273.15, Fluido\$)}{1000}$$

If$(s2 > s1)$ then

$T2 := Tm$

else

$T1 := Tm$

endif

$Erro := ABS\,(s1 - s2)$

until $(Erro < 0.0001)$

end

1 - Dados de entrada

1.1 - Propriedades conhecidas no sistema de compressao

$p_{in} = 400$ [kPa] Pressao na entrada do sistema de compressao

$T_{in} = 40$ [C] Temperatura na entrada do sistema de compressao

$p_{out} = 25110$ [kPa] Pressao na saida do sistema de compressao

$T_{agua,in} = 30$ [C] Temperatura da agua de resfriamento na entrada dos trocadores de calor

$p_{agua} = 1140$ [kPa] Pressao da agua de resfriamento nos trocadores de calor

$T_{out,HE} = 40$ [C] Temperatura na saida dos trocadores de calor

1.2 - Variaveis de projeto

$NUT = 4$ Numero de unidades de transferencia dos trocadores de calor

$pd = 50\ [\mathrm{k}Pa]$ Perda de carga nos trocadores de calor

$\eta_p = 0.75$ Eficiencia politropica dos compressores

$N = 4$ Numero de estagios

1.3 - Vazao massica

$\dot{m}_{nom} = 27.77\ [\mathrm{k}g/s]$ Vazao massica nominal (condicao de projeto)

$\dot{m} = 27.77 \cdot F$ Vazao massica real na entrada do sistema de compressao

1.4 - Mistura gasosa

$Fluid1\$ =$ 'CarbonDioxide' Fator multiplicador da vazao massica real

$Fluid2\$ =$ 'Methane'

$X_{CH4} = 1 - X_{CO2}$ Fracao molar de CH4

$Fluid\$ =$ 'HEOS::' $||Fluid1\$||$'[' $||string\$\,(X_{CO2})\,||$']&'
$||Fluid2\$||$'[' $||string\$\,(X_{CH4})\,||$']'

1.5 - Recirculacao na valvula anti-surge?

duplicate $i = 1, N$

$\dot{V}_{suc,i} = \dfrac{\dot{m}}{\rho_{1+6\cdot i-6}} \cdot 3600$ Vazao volumetrica na entrada do compressor de cada estagio

$\dot{V}_{suc,nom,i} = \dfrac{\dot{m}_{nom}}{\rho_{1+6\cdot i-6}} \cdot 3600$ Vazao volumetrica em carga nominal na entrada do compressor de cada estagio

$Z_i = \mathrm{If}\left(\dot{V}_{suc,i}, \dfrac{\dot{V}_{suc,nom,i}}{2}, 1, 0, 0\right)$

Se a vazao volumetrica e menor do que a metade da vazao volumetrica em carga nominal:
Z = 1 (aciona a valvula anti-surge)

end

2 - Balanco de massa [kg/s]

$m_1 = \dot{m}$ Vazao massica na entrada do sistema de compressao

duplicate $i = 1, N$

$m_{2+6\cdot i-6} = \text{If}\left(Z_i, 0, 0, \dot{m}, \dot{V}_{suc,nom,i} \cdot \frac{\rho_{1+6\cdot i-6}}{(2 \cdot 3600)}\right)$ Vazao massica na entrada dos compressores

$m_{3+6\cdot i-6} = m_{2+6\cdot i-6}$ Saida dos compressores

$m_{4+6\cdot i-6} = m_{3+6\cdot i-6}$ Saida dos trocadores de calor

$m_{5+6\cdot i-6} = (m_{2+6\cdot i-6} - \dot{m}) \cdot Z_i$ Entrada da valvula anti-surge

$m_{6+6\cdot i-6} = m_{5+6\cdot i-6}$ Saida da valvula anti-surge

$m_{7+6\cdot i-6} = \dot{m}$ Saida do estagio do sistema de compressao

end

3 - Propriedades do estado morto

$T_0 = 25$ [C]

$p_0 = 101.325$ [kPa]

$$h_0 = \frac{propssi(\text{'H'}, \text{'P'}, p_0 \cdot 1 \times 10^3, \text{'T'}, T_0 + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$s_0 = \frac{propssi(\text{'S'}, \text{'P'}, p_0 \cdot 1 \times 10^3, \text{'T'}, T_0 + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

4 - Condicoes de contorno

4.1 - Entrada do sistema de compressao

$$T_1 = T_{in}$$

$$p_1 = p_{in}$$

duplicate $i = 1, N$

4.2 - Entrada dos compressores

$$p_{2+6\cdot i-6} = p_{1+6\cdot i-6}$$

$$h_{2+6\cdot i-6} = \frac{m_{1+6\cdot i-6} \cdot h_{1+6\cdot i-6} + m_{6+6\cdot i-6} \cdot h_{6+6\cdot i-6}}{m_{2+6\cdot i-6}}$$ Primeira Lei para Volumes de Controle

4.3 - Saida dos compressores

$$p_{3+6\cdot i-6} = p_{2+6\cdot i-6} \cdot r$$

$$h_{3+6\cdot i-6} = h_{2+6\cdot i-6} + \frac{h_{T,i} - h_{2+6\cdot i-6}}{\eta_{c,i}}$$

4.4 - Saida dos trocadores de calor

$$p_{4+6\cdot i-6} = p_{3+6\cdot i-6} - pd$$

$$T_{4+6\cdot i-6} = T_{out,HE}$$

4.5 - Entrada da valvula anti-surge

$$p_{5+6\cdot i-6} = p_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

$$T_{5+6\cdot i-6} = T_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

4.6 - Saida da valvula anti-surge

$$p_{6+6\cdot i-6} = p_{1+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

$$h_{6+6\cdot i-6} = h_{5+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

4.7 - Saida de cada estagio do sistema de compressao

$$p_{7+6\cdot i-6} = p_{4+6\cdot i-6}$$

$$T_{7+6\cdot i-6} = T_{4+6\cdot i-6}$$

end

4.8 - Saida do sistema de compressao

$$p_{7+6\cdot N-6} = p_{out}$$

5 - Estimativa da eficiencia isentropica dos compressores

duplicate $i = 1, N$

$$s_{T,i} = s_{2+6\cdot i-6}$$

call $FindTGivenS(T_{2+6\cdot i-6}, p_{3+6\cdot i-6}, s_{T,i}, Fluid\$: T_{T,i})$

$$h_{T,i} = \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ }, p_{3+6\cdot i-6} \cdot 1 \times 10^3, \text{‘T’ }, T_{T,i} + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$p_{m,i} = \frac{p_{2+6\cdot i-6} + p_{3+6\cdot i-6}}{2}$$

$$T_{m,i} = \frac{T_{T,i} + T_{2+6\cdot i-6}}{2}$$

$$\gamma_i = \frac{propssi(\text{‘C’ , ‘P’ }, p_{m,i} \cdot 1 \times 10^3, \text{‘T’ }, T_{m,i} + 273.15, Fluid\$)}{propssi(\text{‘O’ , ‘P’ }, p_{m,i} \cdot 1 \times 10^3, \text{‘T’ }, T_{m,i} + 273.15, Fluid\$)}$$

$$\eta_{c,i} = \frac{r^{\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i}} - 1}{r^{\frac{\gamma_i - 1}{\gamma_i \cdot \eta_p}} - 1}$$

end

6 - Propriedades termodinamicas ponto do sistema de compressao

6.1 - Entrada do sistema de compressao

$$\rho_1 = propssi\Big(\text{‘D’ , ‘P’ , } p_1 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } T_1 + 273.15, Fluid\$\Big)$$

$$h_1 = \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ , } p_1 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } T_1 + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$s_1 = \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ , } p_1 \cdot 1 \times 10^3, \text{ ‘T’ , } T_1 + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$b_1 = h_1 - h_0 - (T_0 + 273.15) \cdot (s_1 - s_0)$$

6.2 - Entrada dos compressores

duplicate $i = 1, N$

call $FindTGivenH(1, T_{1+6\cdot i-6}, P_{2+6\cdot i-6}, h_{2+6\cdot i-6}, Fluid\$: T_{2+6\cdot i-6}, s_{2+6\cdot i-6}, \rho_{2+6\cdot i-6})$

$$b_{2+6\cdot i-6} = h_{2+6\cdot i-6} - h_0 - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{2+6\cdot i-6} - s_0)$$

6.3 - Saida dos compressores

call $FindTGivenH(1, T_{2+6\cdot i-6}, P_{3+6\cdot i-6}, h_{3+6\cdot i-6}, Fluid\$: T_{3+6\cdot i-6}, s_{3+6\cdot i-6}, \rho_{3+6\cdot i-6})$

$$b_{3+6\cdot i-6} = h_{3+6\cdot i-6} - h_0 - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{3+6\cdot i-6} - s_0)$$

6.4 - Saida dos trocadores de calor

$$\rho_{4+6\cdot i-6} = propssi(\text{‘D’ , ‘P’ , } p_{4+6\cdot i-6} \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_{4+6\cdot i-6} + 273.15, Fluid\$)$$

$$h_{4+6\cdot i-6} = \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ , } p_{4+6\cdot i-6} \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_{4+6\cdot i-6} + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$s_{4+6\cdot i-6} = \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ }, p_{4+6\cdot i-6} \cdot 1 \times 10^3, \text{‘T’ }, T_{4+6\cdot i-6} + 273.15, Fluid\$)}{1000}$$

$$b_{4+6\cdot i-6} = h_{4+6\cdot i-6} - h_0 - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{4+6\cdot i-6} - s_0)$$

6.5 - Entrada da valvula anti-surge

$$\rho_{5+6\cdot i-6} = \rho_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

$$h_{5+6\cdot i-6} = h_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

$$s_{5+6\cdot i-6} = s_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

$$b_{5+6\cdot i-6} = b_{4+6\cdot i-6} \cdot Z_i$$

6.6 - Saida da valvula anti-surge

call $FindTGivenH(Z_i, T_{5+6\cdot i-6}, P_{6+6\cdot i-6}, h_{6+6\cdot i-6}, Fluid\$: T_{6+6\cdot i-6}, s_{6+6\cdot i-6}, \rho_{6+6\cdot i-6})$

$$b_{6+6\cdot i-6} = (h_{6+6\cdot i-6} - h_0 - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{6+6\cdot i-6} - s_0)) \cdot Z_i$$

6.7 - Saida do estagio do sistema de compressao

$$\rho_{7+6\cdot i-6} = \rho_{4+6\cdot i-6}$$

$$h_{7+6\cdot i-6} = h_{4+6\cdot i-6}$$

$$s_{7+6\cdot i-6} = s_{4+6\cdot i-6}$$

$$b_{7+6\cdot i-6} = b_{4+6\cdot i-6}$$

end

7 - Potencia consumida e taxa de calor rejeitado

7.1 - Em cada estagio

duplicate $i = 1, N$

$$\dot{W}_{C,i} = m_{2+6\cdot i-6} \cdot h_{2+6\cdot i-6} - m_{3+6\cdot i-6} \cdot h_{3+6\cdot i-6}$$

$$\dot{Q}_{HE,i} = m_{4+6\cdot i-6} \cdot h_{4+6\cdot i-6} - m_{3+6\cdot i-6} \cdot h_{3+6\cdot i-6}$$

end

7.2 - Total

$$\dot{W}_{C,total} = -\text{Sum}\left(\dot{W}_{C,i}, i = 1, N\right)$$

$$\dot{Q}_{HE,total} = -\text{Sum}\left(\dot{Q}_{HE,i}, i = 1, N\right)$$

8 - Agua de resfriamento - Metodo Efetividade-NUT

8.1 - Taxas de capacidade calorifica da mistura gasosa

duplicate $i = 1, N$

$$C_{Q,i} = \frac{\dot{Q}_{HE,i}}{T_{4+6\cdot i-6} - T_{3+6\cdot i-6}}$$

end

8.2 - Taxas de capacidade calorifica, vazoes massicas e temperaturas de saida da agua de resfriamento dos trocadores de calor

duplicate $i = 1, N$

$$T_{agua,m,i} = \frac{T_{agua,out,i} + T_{agua,in}}{2}$$

$$cp_{agua,i} = \frac{propssi(\text{‘C’ , ‘P’ }, p_{agua} \cdot 1000, \text{‘T’ }, T_{agua,m,i} + 273.15, \text{‘Water’ })}{1000}$$

$$C_{F,i} = m_{agua,i} \cdot cp_{agua,i}$$

$$C_{min,i} = min\left(C_{Q,i}, C_{F,i}\right)$$

$$C_{max,i} = max\left(C_{Q,i}, C_{F,i}\right)$$

$$C_{r,i} = \frac{C_{min,i}}{C_{max,i}}$$

$$\dot{Q}_{HE,i} = -m_{agua,i} \cdot cp_{agua,i} \cdot \left(T_{agua,out,i} - T_{agua,in}\right)$$

$$Q_{max,i} = C_{min,i} \cdot \left(T_{3+6\cdot i-6} - T_{agua,in}\right)$$

$$\epsilon_i = -\frac{\dot{Q}_{HE,i}}{Q_{max,i}}$$

$$\epsilon_i = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C_{r,i}}\right) \cdot (NUT)^{0.22} \cdot \left(\exp\left(-C_{r,i} \cdot (NUT)^{0.78}\right) - 1\right)\right)$$

end

8.3 - Propriedades da agua de resfriamento em cada estagio

8.3.1 - Propriedades no estado morto

$$h_{agua,0} = \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ , } p_0 \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_0 + 273.15, \text{ ‘Water’ })}{1000}$$

$$s_{agua,0} = \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ , } p_0 \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_0 + 273.15, \text{ ‘Water’ })}{1000}$$

8.3.2 - Propriedades na entrada

$$h_{agua,in} = \frac{propssi(\text{‘H’ , ‘P’ , } p_{agua} \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_{agua,in} + 273.15, \text{ ‘Water’ })}{1000}$$

$$s_{agua,in} = \frac{propssi(\text{‘S’ , ‘P’ , } p_{agua} \cdot 1000, \text{ ‘T’ , } T_{agua,in} + 273.15, \text{ ‘Water’ })}{1000}$$

$$b_{agua,in} = h_{agua,in} - h_{agua,0} - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{agua,in} - s_{agua,0})$$

duplicate $i = 1, N$

8.3.3 - Propriedades na saida

$$h_{agua,out,i} = \frac{propssi(\text{'H'}, \text{'P'}, p_{agua} \cdot 1000, \text{'T'}, T_{agua,out,i} + 273.15, \text{'Water'})}{1000}$$

$$s_{agua,out,i} = \frac{propssi(\text{'S'}, \text{'P'}, p_{agua} \cdot 1000, \text{'T'}, T_{agua,out,i} + 273.15, \text{'Water'})}{1000}$$

$$b_{agua,out,i} = h_{agua,out,i} - h_{agua,0} - (T_0 + 273.15) \cdot (s_{agua,out,i} - s_{agua,0})$$

end

9 - Analise Exergetica

duplicate $i = 1, N$

9.1 - Destruicao de exergia em cada componente e estagio

9.1.1 - Destruicao de exergia nos compressores

$$\dot{B}_{C,i} = -\dot{W}_{C,i} - (m_{3+6\cdot i-6} \cdot b_{3+6\cdot i-6} - m_{2+6\cdot i-6} \cdot b_{2+6\cdot i-6})$$

9.1.2 - Destruicao de exergia nos trocadores de calor

$$\dot{B}_{resf,i} = m_{agua,i} \cdot (b_{agua,in} - b_{agua,out,i})$$

$$\dot{B}_{HE,i} = (m_{3+6\cdot i-6} \cdot b_{3+6\cdot i-6} - m_{4+6\cdot i-6} \cdot b_{4+6\cdot i-6}) + \dot{B}_{resf,i}$$

9.1.3 - Destruicao de exergia na valvula anti-surge

$$\dot{B}_{EV,i} = (m_{5+6\cdot i-6} \cdot b_{5+6\cdot i-6} - m_{6+6\cdot i-6} \cdot b_{6+6\cdot i-6})$$

9.1.4 - Destruicao de exergia no scrubber

$$\dot{B}_{S,i} = (m_{1+6\cdot i-6} \cdot b_{1+6\cdot i-6} - m_{2+6\cdot i-6} \cdot b_{2+6\cdot i-6} + m_{6+6\cdot i-6} \cdot b_{6+6\cdot i-6}) \cdot Z_i$$

9.1.5 - Destruicao de exergia total em cada estagio

$$\dot{B}_{estagio,i} = \dot{B}_{C,i} + \dot{B}_{HE,i} + \dot{B}_{EV,i} + \dot{B}_{S,i}$$

end

9.2 - Destruicao de exergia total em cada componente

9.2.1 - Destruicao de exergia total nos compressores

$$\dot{B}_{C,total} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{C,i},\, i = 1,\, N\right)$$

9.2.2 - Destruicao de exergia total nos trocadores de calor

$$\dot{B}_{HE,total} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{HE,i},\, i = 1,\, N\right)$$

9.2.3 - Destruicao de exergia total na valvula anti-surge

$$\dot{B}_{EV,total} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{EV,i},\, i = 1,\, N\right)$$

9.2.4 - Destruicao de exergia total no scrubber

$$\dot{B}_{S,total} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{S,i},\, i = 1,\, N\right)$$

9.3 - Destruicao de exergia total do sistema de compressao

9.3.1 - Soma da destruicao de exergia em cada estagio

$$\dot{B}_{total,1} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{estagio,i},\, i = 1,\, N\right)$$

9.3.2 - Calculo da destruicao de exergia total pelas fronteiras

$$\dot{B}_{resf,total} = \text{Sum}\left(\dot{B}_{resf,i},\, i = 1,\, N\right)$$

$$\dot{B}_{total,2} = \dot{W}_{C,total} - (m_{7+6\cdot N-6} \cdot b_{7+6\cdot N-6} - m_1 \cdot b_1) + \dot{B}_{resf,total}$$

9.4 - Eficiencia racional do compressor em cada estagio

duplicate $i = 1,\, N$

9.4.1 - Calculo da eficiencia racional em cada estagio pelas fronteiras

$$\psi_{C,i} = \left(\frac{(m_{2+6\cdot i-6} \cdot b_{2+6\cdot i-6} - m_{3+6\cdot i-6} \cdot b_{3+6\cdot i-6})}{\dot{W}_{C,i}} \right) \cdot 100$$

end

9.5 - Eficiencia racional em cada estagio

duplicate $i = 1, N$

9.5.1 - Calculo da eficiencia racional em cada estagio pelas fronteiras

$$\psi_{1,i} = \left(\frac{\left(m_{1+6\cdot i-6} \cdot b_{1+6\cdot i-6} - m_{7+6\cdot i-6} \cdot b_{7+6\cdot i-6} + \dot{B}_{resf,i}\right)}{\dot{W}_{C,i}} \right) \cdot 100$$

9.5.2 - Calculo da eficiencia racional em cada estagio em funcao da destruicao de exergia

$$\psi_{2,i} = \left(1 + \left(\frac{\dot{B}_{estagio,i}}{\dot{W}_{C,i}} \right) \right) \cdot 100$$

end

9.6 - Eficiencia racional geral do sistema de compressao

9.6.1 - Calculo da eficiencia racional geral pelas fronteiras

$$\psi_{geral,1} = -\left(\frac{\left(m_1 \cdot b_1 - m_{7+6\cdot N-6} \cdot b_{7+6\cdot N-6} + \dot{B}_{resf,total}\right)}{\dot{W}_{C,total}} \right) \cdot 100$$

9.6.2 - Calculo da eficiencia racional geral em funcao da destruicao de exergia

$$\psi_{geral,2} = \left(1 - \left(\dot{B}_{total,1}/\dot{W}_{C,total}\right)\right) \cdot 100$$

APÊNDICE B – RESULTADOS DETALHADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Este apêndice apresenta as tabelas contendo o detalhamento dos resultados para as avaliações da influência das seguintes variáveis:

a) Vazão mássica (seção 4.3);

b) Composição da mistura, para os cenários de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto (seção 4.4.1) e vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto (seção 4.4.2);

c) Vazão mássica e composição da mistura (seção 4.5).

B.1 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA

Tabela 11 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F [-]	$\dot{m}$ [kg/s]	X_{CO_2} [-]	$\eta_{C,1}$ [%]	$\eta_{C,2}$ [%]	$\eta_{C,4}$ [%]	$\eta_{C,3}$ [%]
0,20	5,55	0,70	71,95	71,57	69,87	66,27
0,30	8,33	0,70	71,95	71,59	70,16	66,66
0,40	11,11	0,70	71,96	71,62	70,41	67,19
0,50	13,89	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
0,60	16,66	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
0,70	19,44	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
0,80	22,22	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
0,90	24,99	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
1,00	27,77	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80

Fonte: Autor.

Tabela 12 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,1}$	$\dot{W}_{C,2}$	$\dot{W}_{C,3}$	$\dot{W}_{C,4}$	$\dot{W}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,20	5,55	0,70	1628	1564	1341	970	5502
0,30	8,33	0,70	1633	1581	1405	1082	5702
0,40	11,11	0,70	1639	1599	1470	1197	5904
0,50	13,89	0,70	1644	1614	1533	1315	6106
0,60	16,66	0,70	1973	1937	1840	1578	7328
0,70	19,44	0,70	2302	2260	2147	1841	8549
0,80	22,22	0,70	2630	2583	2453	2104	9770
0,90	24,99	0,70	2959	2906	2760	2367	10991
1,00	27,77	0,70	3288	3229	3066	2630	12213

Fonte: Autor.

Tabela 13 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{Q}_{HE,1}$	$\dot{Q}_{HE,2}$	$\dot{Q}_{HE,3}$	$\dot{Q}_{HE,4}$	$\dot{Q}_{HE,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]
0,20	5,55	0,70	1659	1659	1682	1624	6623
0,30	8,33	0,70	1679	1723	1917	2063	7383
0,40	11,11	0,70	1700	1788	2152	2505	8146
0,50	13,89	0,70	1721	1851	2387	2950	8908
0,60	16,66	0,70	2065	2221	2864	3540	10690
0,70	19,44	0,70	2409	2591	3341	4130	12471
0,80	22,22	0,70	2753	2961	3819	4720	14253
0,90	24,99	0,70	3097	3331	4296	5310	16035
1,00	27,77	0,70	3441	3701	4773	5900	17816

Fonte: Autor.

Tabela 14 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{S,1}$	$\dot{B}_{S,2}$	$\dot{B}_{S,3}$	$\dot{B}_{S,4}$	$\dot{B}_{S,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,20	5,55	0,70	0,15	1,41	17,14	21,23	39,92
0,30	8,33	0,70	0,15	1,40	16,95	22,91	41,40
0,40	11,11	0,70	0,10	0,92	11,16	16,38	28,56
0,50	13,89	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,60	16,66	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,70	19,44	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,80	22,22	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,90	24,99	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Fonte: Autor.

Tabela 15 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{C,1}$	$\dot{B}_{C,2}$	$\dot{B}_{C,3}$	$\dot{B}_{C,4}$	$\dot{B}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,20	5,55	0,70	337,3	333,2	319,4	271,3	1261
0,30	8,33	0,70	337,3	333,8	321,7	287,8	1281
0,40	11,11	0,70	337,3	334,4	324,1	301,1	1297
0,50	13,89	0,70	337,3	333,8	326,4	311,4	1309
0,60	16,66	0,70	404,8	400,5	391,7	373,7	1571
0,70	19,44	0,70	472,2	467,3	457,0	436,0	1832
0,80	22,22	0,70	539,7	534,0	522,3	498,3	2094
0,90	24,99	0,70	607,1	600,8	587,6	560,6	2356
1,00	27,77	0,70	674,6	667,5	652,8	622,8	2618

Fonte: Autor.

Tabela 16 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F [-]	$\dot{m}$ [kg/s]	X_{CO_2} [-]	$\dot{B}_{HE,1}$ [kW]	$\dot{B}_{HE,2}$ [kW]	$\dot{B}_{HE,3}$ [kW]	$\dot{B}_{HE,4}$ [kW]	$\dot{B}_{HE,total}$ [kW]
0,20	5,55	0,70	217,2	176,5	121,3	85,8	600,8
0,30	8,33	0,70	221,4	189,0	158,2	137,4	706,0
0,40	11,11	0,70	225,7	202,0	200,3	202,9	830,9
0,50	13,89	0,70	230,0	215,1	247,5	282,6	975,2
0,60	16,66	0,70	276,0	258,1	297,0	339,2	1170
0,70	19,44	0,70	322,0	301,1	346,5	395,7	1365
0,80	22,22	0,70	368,0	344,1	396,0	452,2	1560
0,90	24,99	0,70	414,0	387,1	445,5	508,7	1755
1,00	27,77	0,70	460,0	430,1	495,0	565,3	1950

Fonte: Autor.

Tabela 17 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F [-]	$\dot{m}$ [kg/s]	X_{CO_2} [-]	$\dot{B}_{EV,1}$ [kW]	$\dot{B}_{EV,2}$ [kW]	$\dot{B}_{EV,3}$ [kW]	$\dot{B}_{EV,4}$ [kW]	$\dot{B}_{EV,total}$ [kW]
0,20	5,55	0,70	570,9	559,8	451,9	283,4	1866
0,30	8,33	0,70	380,6	373,2	301,3	188,9	1244
0,40	11,11	0,70	190,3	186,6	150,6	94,5	622,0
0,50	13,89	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,60	16,66	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,70	19,44	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,80	22,22	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,90	24,99	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,00	27,77	0,70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Fonte: Autor.

Tabela 18 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{estagio,1}$	$\dot{B}_{estagio,2}$	$\dot{B}_{estagio,3}$	$\dot{B}_{estagio,4}$	$\dot{B}_{total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,20	5,55	0,70	1126	1071	909,7	661,7	3768
0,30	8,33	0,70	939,5	897,4	798,1	637,0	3272
0,40	11,11	0,70	753,4	723,9	686,2	614,8	2778
0,50	13,89	0,70	567,3	548,8	573,9	594,1	2284
0,60	16,66	0,70	680,8	658,6	688,7	712,9	2741
0,70	19,44	0,70	794,2	768,3	803,5	831,7	3198
0,80	22,22	0,70	907,7	878,1	918,3	950,5	3655
0,90	24,99	0,70	1021	988	1033	1069	4111
1,00	27,77	0,70	1135	1098	1148	1188	4568

Fonte: Autor.

Tabela 19 – Eficiência exergética dos compressores ψ_C versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\psi_{C,4}$	$\psi_{C,3}$	$\psi_{C,2}$	$\psi_{C,1}$
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,20	5,55	0,70	72,02	76,18	78,69	79,28
0,30	8,33	0,70	73,39	77,11	78,89	79,35
0,40	11,11	0,70	74,85	77,95	79,09	79,42
0,50	13,89	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48
0,60	16,66	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48
0,70	19,44	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48
0,80	22,22	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48
0,90	24,99	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48
1,00	27,77	0,70	76,31	78,71	79,33	79,48

Fonte: Autor.

Tabela 20 – Eficiência exergética de cada estágio e geral ψ versus fração da vazão mássica de projeto F e vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$, para fração molar de CO_2 X_{CO_2} igual a 0,7

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_{geral}
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,20	5,55	0,70	30,86	31,53	32,15	31,75	31,52
0,30	8,33	0,70	42,48	43,25	43,21	41,10	42,61
0,40	11,11	0,70	54,02	54,72	53,31	48,65	52,94
0,50	13,89	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
0,60	16,66	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
0,70	19,44	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
0,80	22,22	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
0,90	24,99	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
1,00	27,77	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59

Fonte: Autor.

B.2 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA

B.2.1 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a vazão mássica de projeto

Tabela 21 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F [-]	$\dot{m}$ [kg/s]	X_{CO_2} [-]	$\eta_{C,1}$ [%]	$\eta_{C,2}$ [%]	$\eta_{C,4}$ [%]	$\eta_{C,3}$ [%]
1,00	27,77	0,50	71,97	71,70	70,89	68,82
1,00	27,77	0,55	71,97	71,69	70,83	68,61
1,00	27,77	0,60	71,97	71,68	70,77	68,37
1,00	27,77	0,65	71,97	71,66	70,71	68,12
1,00	27,77	0,70	71,96	71,65	70,63	67,80
1,00	27,77	0,75	71,96	71,63	70,54	67,46
1,00	27,77	0,80	71,96	71,61	70,46	67,08
1,00	27,77	0,85	71,96	71,59	70,36	66,65

Fonte: Autor.

Tabela 22 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,1}$	$\dot{W}_{C,2}$	$\dot{W}_{C,3}$	$\dot{W}_{C,4}$	$\dot{W}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	3915	3864	3726	3426	14930
1,00	27,77	0,55	3739	3684	3540	3210	14173
1,00	27,77	0,60	3589	3533	3383	3020	13524
1,00	27,77	0,65	3439	3381	3225	2829	12874
1,00	27,77	0,70	3288	3229	3066	2630	12213
1,00	27,77	0,75	3162	3101	2929	2448	11641
1,00	27,77	0,80	3042	2980	2804	2270	11096
1,00	27,77	0,85	2934	2870	2683	2088	10575

Fonte: Autor.

Tabela 23 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{Q}_{HE,1}$	$\dot{Q}_{HE,2}$	$\dot{Q}_{HE,3}$	$\dot{Q}_{HE,4}$	$\dot{Q}_{HE,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]
1,00	27,77	0,50	4063	4308	5166	6415	19953
1,00	27,77	0,55	3888	4133	5029	6268	19319
1,00	27,77	0,60	3740	3989	4935	6147	18811
1,00	27,77	0,65	3591	3845	4841	6026	18302
1,00	27,77	0,70	3441	3701	4773	5900	17816
1,00	27,77	0,75	3318	3584	4741	5778	17421
1,00	27,77	0,80	3200	3474	4746	5640	17061
1,00	27,77	0,85	3094	3376	4794	5467	16731

Fonte: Autor.

Tabela 24 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{S,1}$	$\dot{B}_{S,2}$	$\dot{B}_{S,3}$	$\dot{B}_{S,4}$	$\dot{B}_{S,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,55	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,65	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,85	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Fonte: Autor.

Tabela 25 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{C,1}$	$\dot{B}_{C,2}$	$\dot{B}_{C,3}$	$\dot{B}_{C,4}$	$\dot{B}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	802,0	797,2	784,9	776,5	3161
1,00	27,77	0,55	767,3	759,9	747,2	734,2	3009
1,00	27,77	0,60	736,7	729,5	715,8	697,3	2880
1,00	27,77	0,65	706,0	699,0	684,3	660,3	2750
1,00	27,77	0,70	674,6	667,5	652,8	622,8	2618
1,00	27,77	0,75	649,8	642,8	624,7	588,1	2505
1,00	27,77	0,80	624,7	617,5	600,9	554,7	2398
1,00	27,77	0,85	603,4	596,2	575,8	520,6	2296

Fonte: Autor.

Tabela 26 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{HE,1}$	$\dot{B}_{HE,2}$	$\dot{B}_{HE,3}$	$\dot{B}_{HE,4}$	$\dot{B}_{HE,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	548,1	508,3	562,4	652,0	2271
1,00	27,77	0,55	523,5	485,9	542,2	628,6	2180
1,00	27,77	0,60	502,4	467,4	526,1	608,0	2104
1,00	27,77	0,65	481,2	448,8	510,0	587,4	2027
1,00	27,77	0,70	460,0	430,1	495,0	565,3	1950
1,00	27,77	0,75	442,5	415,0	482,7	543,4	1884
1,00	27,77	0,80	425,6	400,3	472,8	519,3	1818
1,00	27,77	0,85	410,6	387,3	463,5	489,7	1751

Fonte: Autor.

Tabela 27 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{EV,1}$	$\dot{B}_{EV,2}$	$\dot{B}_{EV,3}$	$\dot{B}_{EV,4}$	$\dot{B}_{EV,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,55	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,60	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,65	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,75	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	27,77	0,85	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Fonte: Autor.

Tabela 28 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{estagio,1}$	$\dot{B}_{estagio,2}$	$\dot{B}_{estagio,3}$	$\dot{B}_{estagio,4}$	$\dot{B}_{total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
1,00	27,77	0,50	1350	1306	1347	1429	5431
1,00	27,77	0,55	1291	1246	1289	1363	5189
1,00	27,77	0,60	1239	1197	1242	1306	4983
1,00	27,77	0,65	1187	1148	1194	1248	4777
1,00	27,77	0,70	1135	1098	1148	1188	4568
1,00	27,77	0,75	1092	1058	1107	1132	4389
1,00	27,77	0,80	1050	1018	1074	1074	4216
1,00	27,77	0,85	1014	984	1039	1010	4047

Fonte: Autor.

Tabela 29 – Eficiência exergética dos compressores ψ_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\psi_{C,1}$	$\psi_{C,2}$	$\psi_{C,3}$	$\psi_{C,4}$
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]
1,00	27,77	0,50	79,52	79,37	78,93	77,33
1,00	27,77	0,55	79,48	79,37	78,89	77,13
1,00	27,77	0,60	79,48	79,35	78,84	76,90
1,00	27,77	0,65	79,47	79,33	78,78	76,66
1,00	27,77	0,70	79,48	79,33	78,71	76,31
1,00	27,77	0,75	79,45	79,27	78,67	75,98
1,00	27,77	0,80	79,47	79,28	78,57	75,56
1,00	27,77	0,85	79,43	79,23	78,54	75,06

Fonte: Autor.

Tabela 30 – Eficiência exergética de cada estágio de compressão e geral do sistema ψ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_{geral}
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
1,00	27,77	0,50	65,52	66,22	63,83	58,30	63,62
1,00	27,77	0,55	65,48	66,18	63,57	57,55	63,39
1,00	27,77	0,60	65,48	66,12	63,27	56,73	63,15
1,00	27,77	0,65	65,48	66,05	62,97	55,90	62,90
1,00	27,77	0,70	65,49	66,00	62,57	54,82	62,59
1,00	27,77	0,75	65,46	65,90	62,19	53,78	62,30
1,00	27,77	0,80	65,48	65,85	61,71	52,68	62,01
1,00	27,77	0,85	65,44	65,73	61,27	51,60	61,73

Fonte: Autor.

B.2.2 Estudo para o cenário de vazão mássica na entrada do sistema de compressão igual a 40% da vazão mássica de projeto

Tabela 31 – Eficiência isentrópica estimada dos compressores η_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\eta_{C,1}$	$\eta_{C,2}$	$\eta_{C,4}$	$\eta_{C,3}$
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,40	11,11	0,50	71,96	71,68	70,77	68,38
0,40	11,11	0,55	71,96	71,67	70,69	68,12
0,40	11,11	0,60	71,96	71,66	70,61	67,84
0,40	11,11	0,65	71,96	71,64	70,52	67,55
0,40	11,11	0,70	71,96	71,62	70,41	67,19
0,40	11,11	0,75	71,96	71,60	70,29	66,84
0,40	11,11	0,80	71,95	71,58	70,16	66,47
0,40	11,11	0,85	71,95	71,56	70,00	66,10

Fonte: Autor.

Tabela 32 – Potência consumida pelos compressores $\dot{W}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,1}$	$\dot{W}_{C,2}$	$\dot{W}_{C,3}$	$\dot{W}_{C,4}$	$\dot{W}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	1954	1916	1809	1602	7282
0,40	11,11	0,55	1864	1826	1715	1493	6897
0,40	11,11	0,60	1789	1751	1634	1396	6569
0,40	11,11	0,65	1714	1675	1553	1298	6240
0,40	11,11	0,70	1639	1599	1470	1197	5904
0,40	11,11	0,75	1576	1534	1397	1106	5613
0,40	11,11	0,80	1516	1473	1330	1017	5337
0,40	11,11	0,85	1462	1417	1264	928	5071

Fonte: Autor.

Tabela 33 – Calor dissipado nos trocadores de calor $\dot{Q}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{Q}_{HE,1}$	$\dot{Q}_{HE,2}$	$\dot{Q}_{HE,3}$	$\dot{Q}_{HE,4}$	$\dot{Q}_{HE,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]
0,40	11,11	0,50	2013	2094	2386	2798	9290
0,40	11,11	0,55	1923	2006	2311	2716	8956
0,40	11,11	0,60	1849	1933	2255	2647	8684
0,40	11,11	0,65	1775	1860	2199	2577	8412
0,40	11,11	0,70	1700	1788	2152	2505	8146
0,40	11,11	0,75	1638	1727	2122	2438	7925
0,40	11,11	0,80	1579	1671	2107	2366	7722
0,40	11,11	0,85	1526	1619	2109	2279	7533

Fonte: Autor.

Tabela 34 – Exergia destruída nos *scrubbers* $\dot{B}_S$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{S,1}$	$\dot{B}_{S,2}$	$\dot{B}_{S,3}$	$\dot{B}_{S,4}$	$\dot{B}_{S,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	0,08	0,70	7,04	18,62	26,44
0,40	11,11	0,55	0,08	0,74	7,80	18,62	27,24
0,40	11,11	0,60	0,09	0,80	8,77	18,12	27,77
0,40	11,11	0,65	0,09	0,85	9,73	17,62	28,29
0,40	11,11	0,70	0,10	0,92	11,16	16,38	28,56
0,40	11,11	0,75	0,10	1,00	12,82	14,75	28,68
0,40	11,11	0,80	0,11	1,08	14,95	12,70	28,84
0,40	11,11	0,85	0,12	1,17	17,59	10,28	29,16

Fonte: Autor.

Tabela 35 – Exergia destruída nos compressores $\dot{B}_C$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{C,1}$	$\dot{B}_{C,2}$	$\dot{B}_{C,3}$	$\dot{B}_{C,4}$	$\dot{B}_{C,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	401,8	398,4	391,1	381,9	1573
0,40	11,11	0,55	383,2	380,1	372,0	359,9	1495
0,40	11,11	0,60	368,0	364,9	356,4	340,5	1430
0,40	11,11	0,65	352,8	349,7	340,7	321,1	1364
0,40	11,11	0,70	337,3	334,4	324,1	301,1	1297
0,40	11,11	0,75	325,0	321,2	310,0	282,6	1239
0,40	11,11	0,80	312,6	308,9	297,9	264,4	1184
0,40	11,11	0,85	302,0	297,5	285,5	245,0	1130

Fonte: Autor.

Tabela 36 – Exergia destruída nos trocadores de calor $\dot{B}_{HE}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{HE,1}$	$\dot{B}_{HE,2}$	$\dot{B}_{HE,3}$	$\dot{B}_{HE,4}$	$\dot{B}_{HE,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	270,1	241,5	240,4	247,1	999,1
0,40	11,11	0,55	257,4	230,3	229,2	234,8	951,7
0,40	11,11	0,60	246,9	220,9	219,7	224,3	911,7
0,40	11,11	0,65	236,3	211,4	210,2	213,7	871,6
0,40	11,11	0,70	225,7	202,0	200,3	202,9	830,9
0,40	11,11	0,75	216,9	193,9	191,8	192,8	795,5
0,40	11,11	0,80	208,5	186,5	183,8	182,4	761,1
0,40	11,11	0,85	200,9	179,5	175,4	170,5	726,4

Fonte: Autor.

Tabela 37 – Exergia destruída nas válvulas de expansão $\dot{B}_{EV}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{EV,1}$	$\dot{B}_{EV,2}$	$\dot{B}_{EV,3}$	$\dot{B}_{EV,4}$	$\dot{B}_{EV,total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	226,8	225,0	197,4	142,7	791,9
0,40	11,11	0,55	216,5	214,2	185,0	129,0	744,6
0,40	11,11	0,60	207,8	205,0	173,8	117,4	704,0
0,40	11,11	0,65	199,0	195,8	162,6	105,8	663,3
0,40	11,11	0,70	190,3	186,6	150,6	94,45	622,0
0,40	11,11	0,75	182,9	178,7	139,6	85,10	586,3
0,40	11,11	0,80	176,0	171,4	128,5	76,81	552,6
0,40	11,11	0,85	169,6	164,5	116,9	69,54	520,5

Fonte: Autor.

Tabela 38 – Exergia destruída total por estágio $\dot{B}_{estagio}$ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2} para vazão mássica na entrada do sistema de compressão, $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{B}_{estagio,1}$	$\dot{B}_{estagio,2}$	$\dot{B}_{estagio,3}$	$\dot{B}_{estagio,4}$	$\dot{B}_{total}$
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
0,40	11,11	0,50	898,8	865,6	836,0	790,2	3391
0,40	11,11	0,55	857,2	825,4	794,0	742,3	3219
0,40	11,11	0,60	822,8	791,7	758,6	700,3	3074
0,40	11,11	0,65	788,3	757,9	723,2	658,2	2928
0,40	11,11	0,70	753,4	723,9	686,2	614,8	2778
0,40	11,11	0,75	724,9	694,8	654,2	575,3	2649
0,40	11,11	0,80	697,1	667,8	625,0	536,3	2526
0,40	11,11	0,85	672,7	642,7	595,4	495,4	2406

Fonte: Autor.

Tabela 39 – Eficiência exergética dos compressores, ψ_C versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\psi_{C,1}$	$\psi_{C,2}$	$\psi_{C,3}$	$\psi_{C,4}$
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,40	11,11	0,50	79,43	79,21	78,39	76,17
0,40	11,11	0,55	79,44	79,19	78,30	75,89
0,40	11,11	0,60	79,43	79,16	78,18	75,58
0,40	11,11	0,65	79,42	79,12	78,06	75,27
0,40	11,11	0,70	79,42	79,09	77,95	74,85
0,40	11,11	0,75	79,37	79,06	77,81	74,45
0,40	11,11	0,80	79,38	79,03	77,61	74,01
0,40	11,11	0,85	79,34	79,00	77,42	73,59

Fonte: Autor.

Tabela 40 – Eficiência exergética de cada estágio de compressão e geral do sistema ψ versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_{geral}
[-]	[kg/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
0,40	11,11	0,50	53,99	54,83	53,80	50,68	53,44
0,40	11,11	0,55	54,01	54,81	53,69	50,26	53,33
0,40	11,11	0,60	54,01	54,78	53,56	49,79	53,21
0,40	11,11	0,65	54,01	54,75	53,43	49,31	53,09
0,40	11,11	0,70	54,02	54,72	53,31	48,65	52,94
0,40	11,11	0,75	54,00	54,69	53,18	48,00	52,80
0,40	11,11	0,80	54,02	54,67	53,01	47,29	52,66
0,40	11,11	0,85	53,99	54,64	52,90	46,60	52,55

Fonte: Autor.

B.3 RESULTADOS AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA E DA COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA

Tabela 41 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 20% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,20	5,554	0,50	6908	7913	1551	770	2376	4735	31,46
0,20	5,554	0,55	6519	7548	1471	723	2234	4468	31,47
0,20	5,554	0,60	6183	7240	1402	682	2112	4236	31,49
0,20	5,554	0,65	5846	6932	1333	642	1990	4004	31,50
0,20	5,554	0,70	5502	6623	1261	601	1866	3768	31,52
0,20	5,554	0,75	5206	6362	1200	566	1759	3564	31,53
0,20	5,554	0,80	4924	6116	1140	532	1658	3370	31,55
0,20	5,554	0,85	4655	5886	1084	499	1561	3185	31,57

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 42 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 30% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,30	8,331	0,50	7095	8601	1563	877	1584	4063	42,73
0,30	8,331	0,55	6710	8253	1486	830	1489	3845	42,70
0,30	8,331	0,60	6376	7961	1418	788	1408	3655	42,68
0,30	8,331	0,65	6041	7669	1349	747	1327	3464	42,66
0,30	8,331	0,70	5702	7383	1281	706	1244	3272	42,61
0,30	8,331	0,75	5407	7141	1221	670	1173	3105	42,57
0,30	8,331	0,80	5125	6914	1162	635	1105	2944	42,55
0,30	8,331	0,85	4857	6704	1107	601	1041	2791	42,53

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 43 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 40% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,40	11,110	0,50	7282	9290	1573	999	792	3391	53,44
0,40	11,110	0,55	6897	8956	1495	952	745	3219	53,33
0,40	11,110	0,60	6569	8684	1430	912	704	3074	53,21
0,40	11,110	0,65	6240	8412	1364	872	663	2928	53,09
0,40	11,110	0,70	5904	8146	1297	831	622	2778	52,94
0,40	11,110	0,75	5613	7925	1239	796	586	2649	52,80
0,40	11,110	0,80	5337	7722	1184	761	553	2526	52,66
0,40	11,110	0,85	5071	7533	1130	726	521	2406	52,55

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 44 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 50% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,50	13,890	0,50	7465	9976	1580	1135	0	2716	63,62
0,50	13,890	0,55	7086	9659	1504	1090	0	2594	63,39
0,50	13,890	0,60	6762	9405	1440	1052	0	2491	63,15
0,50	13,890	0,65	6437	9151	1375	1014	0	2388	62,90
0,50	13,890	0,70	6106	8908	1309	975	0	2284	62,59
0,50	13,890	0,75	5821	8710	1253	942	0	2194	62,30
0,50	13,890	0,80	5548	8530	1199	909	0	2108	62,01
0,50	13,890	0,85	5287	8365	1148	876	0	2024	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 45 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 60% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,60	16,660	0,50	8958	11972	1896	1363	0	3259	63,62
0,60	16,660	0,55	8504	11591	1805	1308	0	3113	63,39
0,60	16,660	0,60	8115	11286	1728	1262	0	2990	63,15
0,60	16,660	0,65	7725	10981	1650	1216	0	2866	62,90
0,60	16,660	0,70	7328	10690	1571	1170	0	2741	62,59
0,60	16,660	0,75	6985	10452	1503	1130	0	2633	62,30
0,60	16,660	0,80	6658	10236	1439	1091	0	2529	62,01
0,60	16,660	0,85	6345	10039	1378	1051	0	2428	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 46 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 70% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,70	19,440	0,50	10451	13967	2212	1590	0	3802	63,62
0,70	19,440	0,55	9921	13523	2106	1526	0	3632	63,39
0,70	19,440	0,60	9467	13168	2016	1473	0	3488	63,15
0,70	19,440	0,65	9012	12812	1925	1419	0	3344	62,90
0,70	19,440	0,70	8549	12471	1832	1365	0	3198	62,59
0,70	19,440	0,75	8149	12194	1754	1318	0	3072	62,30
0,70	19,440	0,80	7768	11942	1678	1273	0	2951	62,01
0,70	19,440	0,85	7402	11712	1607	1226	0	2833	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 47 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 80% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,80	22,220	0,50	11944	15962	2528	1817	0	4345	63,62
0,80	22,220	0,55	11338	15455	2407	1744	0	4151	63,39
0,80	22,220	0,60	10819	15049	2304	1683	0	3987	63,15
0,80	22,220	0,65	10299	14642	2200	1622	0	3822	62,90
0,80	22,220	0,70	9770	14253	2094	1560	0	3655	62,59
0,80	22,220	0,75	9313	13936	2004	1507	0	3511	62,30
0,80	22,220	0,80	8877	13649	1918	1454	0	3373	62,01
0,80	22,220	0,85	8460	13385	1837	1401	0	3238	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 48 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a 90% da vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
0,90	24,990	0,50	13437	17957	2844	2044	0	4888	63,62
0,90	24,990	0,55	12756	17387	2708	1962	0	4670	63,39
0,90	24,990	0,60	12172	16930	2592	1894	0	4485	63,15
0,90	24,990	0,65	11587	16472	2475	1825	0	4299	62,90
0,90	24,990	0,70	10991	16035	2356	1755	0	4111	62,59
0,90	24,990	0,75	10477	15678	2255	1695	0	3950	62,30
0,90	24,990	0,80	9987	15355	2158	1636	0	3794	62,01
0,90	24,990	0,85	9517	15058	2066	1576	0	3642	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.

Tabela 49 – Indicadores energéticos e exergéticos versus fração molar de CO_2 X_{CO_2}, para vazão mássica na entrada do sistema de compressão $\dot{m}$ igual a vazão mássica de projeto

F	$\dot{m}$	X_{CO_2}	$\dot{W}_{C,total}$[1]	$\dot{Q}_{HE,total}$[2]	$\dot{B}_{C,total}$[3]	$\dot{B}_{HE,total}$[4]	$\dot{B}_{EV,total}$[5]	$\dot{B}_{total,1}$[6]	ψ_{geral}[7]
[-]	[kg/s]	[-]	[kW]	[kJ/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]
1,00	27,770	0,50	14930	19953	3161	2271	0	5431	63,62
1,00	27,770	0,55	14173	19319	3009	2180	0	5189	63,39
1,00	27,770	0,60	13524	18811	2880	2104	0	4983	63,15
1,00	27,770	0,65	12874	18302	2750	2027	0	4777	62,90
1,00	27,770	0,70	12213	17816	2618	1950	0	4568	62,59
1,00	27,770	0,75	11641	17421	2505	1884	0	4389	62,30
1,00	27,770	0,80	11096	17061	2398	1818	0	4216	62,01
1,00	27,770	0,85	10575	16731	2296	1751	0	4047	61,73

[1]Potência consumida total pelos compressores
[2]Calor dissipado total nos trocadores de calor
[3]Exergia destruída total nos compressores
[4]Exergia destruída total nos trocadores de calor
[5]Exergia destruída total nas válvulas de expansão
[6]Exergia destruída total no sistema
[7]Eficiência exergética geral do sistema

Fonte: Autor.