

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**Desenvolvimento de um modelo computacional
para projeto e otimização multiobjetivo de ciclos
ORC e S-CO₂**

Thiago Gotelip Correa Veloso

Itajubá, Outubro de 2019.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Thiago Gotelip Correa Veloso

Desenvolvimento de um modelo computacional para projeto e otimização
multiobjetivo de ciclos ORC e S-CO₂

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos
requisitos para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

Itajubá, 2019.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Thiago Gotelip Correa Veloso

Desenvolvimento de um modelo computacional para projeto e otimização
multiobjetivo de ciclos ORC e S-CO₂

Tese aprovada por banca examinadora em, como parte dos requisitos para o Exame de
Qualificação para conferir ao autor o Título de *Doutor Engenharia Mecânica*.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez – Orientador - UNIFEI

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento - UNIFEI

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior - USP

Profa. Dra. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva - UNIFEI

Profa. Dra. Bruna Oliveira P. e Silva Siqueira - UFLA

Dr. César Adolfo Rodriguez Sotomonte - UNIFEI

Itajubá

2019

Resumo

Gotelip, T.C.V. (2019), Desenvolvimento de um modelo computacional para projeto e otimização multiobjetivo de ciclos ORC e S-CO₂.

A demanda global de energia cresce nas últimas décadas de forma constante, e com isso o aumento dos poluentes atmosféricos e gases de efeito estufa. Em contrapartida, a acentuação da busca por processos industriais e métodos de geração de energia mais eficientes, favoráveis ambientalmente e economicamente, é uma decorrência do alinhamento das políticas públicas mundiais com respeito à mitigação dos problemas ambientais, em paralelo à conscientização da limitação dos recursos de combustíveis fósseis. Nas mais diversas atividades industriais, uma quantidade enorme de calor residual é rejeitada na atmosfera. A recuperação desta energia não aproveitada é uma forma efetiva de proporcionar o aumento da eficiência de sistemas térmicos. Neste contexto, ciclos ORC e S-CO₂ despontam como duas das mais promissoras tecnologias para geração de energia elétrica, por meio do aproveitamento de fontes de calor a baixas temperaturas. Estes ciclos são alternativas para transformação de energia em que as condições das fontes de calor aproveitadas limitam técnica e economicamente a aplicação de outras tecnologias. A presente tese apresenta a metodologia do desenvolvimento de uma ferramenta de cálculo computacional para projeto de ciclos ORC e S-CO₂ avaliando as propriedades da operação dos ciclos, além do projeto conceitual de seus principais equipamentos: o expensor e os trocadores de calor. A ferramenta computacional é utilizada na otimização multiobjetivo da operação em nível de sistema e de equipamentos, com o algoritmo genético NSGAI, visando maximizar a capacidade de geração de energia e minimizar a área do ciclo. Neste estudo foi avaliada a aplicação dos ciclos ORC e S-CO₂ para geração de eletricidade pela recuperação de calor dos processos de uma plataforma FPSO (*Floating Productions Storage Offloading*) de exploração e processamento de petróleo *offshore*. O suporte à demanda de eletricidade em FPSOs é um grande desafio devido principalmente às suas restrições ao espaço físico, limitação de peso e segurança. A análise desenvolvida nesta Tese visa apontar soluções ótimas para operação dos ciclos avaliados, tendo em vista o aumento da geração de eletricidade e eficiência dos processos de uma FPSO brasileira.

Palavras chave: Ciclo Rankine Orgânico, Ciclo Supercrítico de CO₂, FPSO, Otimização multiobjetivo.

Abstract

Global energy demand has grown steadily over the past few decades, increasing the number of air pollutants and greenhouse gases. On the other hand, the accentuation of the search for more efficient, environmentally and economically efficient industrial processes and methods of generation is due to the alignment of the global public policies with respect to the mitigation of the environmental problems, in parallel to the awareness of the limitation of the resources of fossil fuels. In the most diverse industrial activities, a huge amount of residual heat is rejected in the atmosphere. The recovery of this untapped energy is an effective way of increasing the efficiency of thermal systems. In this context, ORC and S-CO₂ cycles emerge as two of the most promising technologies for electric energy generation, using low-temperature heat sources. These cycles are alternatives for energy transformation in which the conditions of the heat sources used technically and economically limit the application of other technologies. The present thesis presents the methodology of the development of a computational calculation tool for ORC and S-CO₂ cycles design, evaluating the properties of the cycle's operation, as well as the conceptual design of its main equipment: the expander and the heat exchangers. The computational tool is used in the multiobjective optimization of system and equipment level operation, with the genetic algorithm NSGAI, aiming at maximizing the power generation capacity and minimizing the cycle area. In this study, the application of the ORC and S-CO₂ cycles for the generation of electricity by the heat recovery of the processes of an FPSO (Floating Productions Storage Offloading) platform of offshore oil exploration and processing was evaluated. Supporting the demand for electricity in FPSOs is a major challenge, mainly due to their restrictions on physical space, weight limitation, and safety. The analysis developed in this thesis aims to point out optimal solutions for the operation of the evaluated cycles, considering the increase of electricity generation and process efficiency of a Brazilian FPSO.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Supercritical CO₂ Cycle, FPSO, Multiobjective optimization.

Dedicatória

*Aos meus pais Alice e Antônio Veloso,
e minhas avós Ayde Vieira e Maria Veloso (in memoriam) pelas orações
amor e dedicação, e por estarem sempre ao meu lado.*

Agradecimentos

Ao orientador Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez e Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento, pelas oportunidades, ensinamentos, e amizade ao longo dos anos de desenvolvimento de estudos juntos.

À minha família e amigos que pelo apoio incondicional e contribuições durante esta jornada. Ao tio Mário por todas conversas. À Marcelo Vieira por ser um amigo e muito mais que um exemplo. Em especial à meus pais, pelos sacrifícios e abdições, por tornarem esse sonho possível. Por serem sempre presentes, e junto com meus irmãos Flávia e Diogo, por compartilharem cada passo dessa conquista.

À Camila pelo carinho e companheirismo e por ser um alento nessa trajetória.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro, através do Programa de bolsas.

Agradeço à Geraldo Veloso (*in memorian*), pela convivência e por mostrar que o conhecimento está muito além da academia.

Muito Obrigado.

Lista de Figuras

Figura 1 Linha do tempo de publicações e patentes ORC desde ano 2000.	6
Figura 2 Representação de um ciclo ORC com recuperação de calor.	8
Figura 3 Capacidade instalada, por ano e por aplicação.	9
Figura 4 Energia elétrica instalada com a recuperação de calor por ciclo ORC.	18
Figura 5 Diagrama T-s típico do Ciclo CO ₂ Supercrítico.	19
Figura 6 Comparação de diferentes tecnologias de geração de potência.	21
Figura 7: Perfil de Temperatura: a) Fluido puro; b) Mistura zeotrópica; c) CO ₂	22
Figura 8 Representação do trabalho da turbina.	23
Figura 9 Representação do trabalho do compressor.	24
Figura 10 Efetividade de um recuperador em um ciclo Brayton.	26
Figura 11 Ciclo simples com recuperação de calor e diagrama T-s.	27
Figura 12 Ciclo S-CO ₂ com recompressão e diagrama T-s correspondente.	28
Figura 13 Ciclo com pré-compressão e respectivo diagrama T-s.	29
Figura 14 Ciclo com resfriamento intermediário e respectivo diagrama T-s.	29
Figura 15 Ciclo com resfriamento parcial e respectivo diagrama T-s.	31
Figura 16 Trocador tubo e carcaça e circuito impresso para mesma operação.	36
Figura 17 Placas de TCCI com canais tipo zigzag, lado quente e lado frio.	37
Figura 18 Vista explodida de um TCCI com canais tipo onda.	38
Figura 19 Representação em escala do ciclo a vapor, hélio e S-CO ₂	43
Figura 20 Resumo das operações em uma FPSO.	45
Figura 21 Representação esquemática da recuperação de calor da turbina a gás.	52
Figura 22 Ciclo S-CO ₂ com recompressão.	53
Figura 23 Representação do evaporador.	54
Figura 24 Representação da zona sub-resfriada do evaporador.	55
Figura 25 Representação da região saturada do evaporador.	55
Figura 26 Esquema da zona superaquecida do evaporador.	56
Figura 27 Representação do recuperador.	57
Figura 28 Representação do condensador.	59
Figura 29 Representação do aquecedor.	60
Figura 30 Representação dos regeneradores HTR e LTR dos ciclos S-CO ₂	61
Figura 31 Representação do resfriador.	61
Figura 32 Descrição da operação do programa Optdesign.	68

Figura 33 Descrição da operação da subrotina CalcTC.....	70
Figura 34 Descrição da operação da subrotina CalcTurb.....	71
Figura 35 Trocador compacto de placas e fluxo cruzado.....	75
Figura 36 Descrição da geometria de um núcleo de aleta de faixa deslocada....	77
Figura 37 Geometria Canal zigzag TCCI.....	78
Figura 38 Triângulo de velocidade no rotor de uma turbina radial.....	88
Figura 39 Estágio turbina axial.....	101
Figura 40 Diagrama de velocidades.....	102
Figura 41 Diagrama para estágio de reação.....	106
Figura 42 Mapa de eficiência de estágio.....	113
Figura 43 Fator de compressibilidade do S-CO ₂	115
Figura 44 Variação da entalpia para operação no compressor.....	116
Figura 45 Avaliação da potência líquida.....	117
Figura 46 Avaliação da operação do ciclo CSR para diferentes pressões.....	118
Figura 47 Comportamento do calor específico CO ₂	119
Figura 48 Configuração ciclo CSR.....	120
Figura 49 Paretos layout CSR.....	121
Figura 50 Diagrama da operação do ciclo CSR.....	122
Figura 51 Configuração ciclo CR.....	123
Figura 52 Paretos Layout CR.....	124
Figura 53 Diagrama da operação do ciclo CR.....	125
Figura 54 Configuração ciclo CPC.....	126
Figura 55 Paretos Layout CPC.....	126
Figura 56 Diagrama da operação do ciclo CPC.....	128
Figura 57 Configuração Layout CRI.....	129
Figura 58 Paretos Layout CRI.....	129
Figura 59 Diagrama da operação do ciclo CRI.....	131
Figura 60 Configuração Layout CRP.....	132
Figura 61 Paretos Layout CRP.....	132
Figura 62 Diagrama da operação do ciclo CRP.....	134
Figura 63 Avaliação da operação do ciclo CRP.....	135
Figura 64 Taxa de vazão para compressor principal Caso 01.....	137
Figura 65 Taxa de vazão para compressor principal Caso 02.....	138

Figura 66 Fronteira de Pareto da otimização dos ciclos S-CO ₂	139
Figura 67 Fronteira de Pareto da otimização dos ciclos S-CO ₂ Caso 2.	140
Figura 68 Fronteira de Pareto ciclos S-CO ₂	140
Figura 69 Configuração ciclo Rankine convencional.....	142
Figura 70 Fronteira de Pareto para ciclo Rankine convencional.	143
Figura 71 Configuração ciclo ORC.	144
Figura 72 Fronteira de Pareto ciclo ORC.	145
Figura 73 Otimização da recuperação de calor das turbinas a gás da FPSO. ...	147
Figura 74 Taxa de aproveitamento de calor da fonte térmica.....	149
Figura 75 Temperatura da fonte na saída do aquecedor.	149
Figura 76 Esquema da matriz do trocador de calor de placas aletado.	172
Figura 77 Característica j/f vs. Re da superfície do trocador avaliado.	175
Figura 78 Validação da configuração ciclo CSR.....	184
Figura 79 Validação da configuração ciclo CR.	185
Figura 80 Validação da configuração ciclo CPC.....	186
Figura 81 Validação da configuração ciclo CRI.....	188
Figura 82 Validação da configuração ciclo CRP.....	189
Figura 83 Validação da configuração ciclo Rankine.	191
Figura 84 Validação da configuração ciclo Rankine.	192

Lista de Tabelas

Tabela 1 Estudo de aplicações de ciclos ORC.....	10
Tabela 2 Estudos da otimização de ciclos ORC	11
Tabela 3 Classificação dos fluidos de trabalho.....	13
Tabela 4 Avaliações de diferentes expansores aplicados a ciclos ORC.....	41
Tabela 5 Composição dos gases turbina a gás.....	49
Tabela 6 Avaliação da modelagem da turbina a gás.....	49
Tabela 7 Variáveis de otimização ciclos Rankine e ORC	66
Tabela 8 Variáveis de otimização ciclos S-CO ₂	67
Tabela 9 Constantes das correlações de Kim (2012) para canais zigzag.....	79
Tabela 10 Parâmetros de operação	84
Tabela 11 Comparação dos resultados finais.....	85
Tabela 12 Resultados projeto da turbina radial na entrada do bocal.	97
Tabela 13 Resultados projeto da turbina radial na saída do bocal.....	98
Tabela 14 Resultados projeto da turbina radial na entrada do rotor.	99
Tabela 15 Resultados projeto da turbina radial na saída do rotor.....	100
Tabela 16 Validação dos parâmetros da turbina axial.	109
Tabela 17 Validação da geometria do bocal da turbina axial.....	110
Tabela 18 Validação da geometria do rotor da turbina axial.....	111
Tabela 19 Resultados selecionados do Pareto do layout CSR.....	121
Tabela 20 Resultados selecionados do Pareto do layout CR.....	124
Tabela 21 Resultados selecionados do Pareto do layout CPC.....	127
Tabela 22 Resultados selecionados do Pareto do layout CRI.....	130
Tabela 23 Resultados selecionados do Pareto do layout CRP.....	133
Tabela 24 Resultados selecionados do Pareto do ciclo Rankine.	143
Tabela 25 Resultados selecionados do Pareto do ciclo ORC	145
Tabela 26: Parâmetros iniciais.....	151
Tabela 27 Resultados principais projeto turbina axial.....	151
Tabela 28 Resultados turbina axial região anular.....	153
Tabela 29 Resultados turbina axial.....	154
Tabela 30 Validação projeto da turbina radial na entrada do bocal.....	180
Tabela 31 Validação projeto da turbina radial na saída do bocal.	181
Tabela 32 Validação projeto da turbina radial na entrada do rotor.	182

Tabela 33 Validação projeto da turbina radial na saída do rotor.....	183
Tabela 34 Validação layout CSR.....	184
Tabela 35 Validação layout CR.....	185
Tabela 36 Validação layout CPC.....	187
Tabela 37 Validação layout CRI.....	188
Tabela 38 Validação layout CRI.....	190
Tabela 39 Validação Ciclo Rankine.	191
Tabela 40 Validação Ciclo Rankine.	192

Lista de Símbolos

A	Área de Transferência de Calor [m^2]
A_k	Área através da seção da aleta [m^2]
b	Distância entre duas placas, trocador de calor de superfície estendida [m]
C	Capacitância térmica [W/K]
c_p	Calor específico (pressão constante) [J/kgK]
D_h	Diâmetro hidráulico
f	Coefficiente de atrito
G	Velocidade mássica do fluido pela área mínima [kg/sm^2]
h	Coefficiente de transferência de calor
h	Entalpia [kJ/kg]
j	Fator de Colburn
k	Condutividade térmica [W/mK]
L	Comprimento [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
m	Parâmetro da aleta [1/m], Equação 3.14
Nu	Número de Nusselt [-]
P	Pressão [kPa]
Pr	Prandtl [-]
\dot{Q}	Calor [kW]
Re	Número de Reynolds
R_w	Resistência térmica da parede
s	Entropia [kJ/kg]
T	Temperatura [K]
V	Volume [m^3]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/ m^2K]
\dot{W}	Potência elétrica [kW]
C	Velocidade absoluta [m/s]
U	Velocidade das pás [m/s]
V	Velocidade relativa [m/s]
S_w	Razão de potência [-]
M	Número de Mach [-]

r	<i>Raio [mm]</i>
a	<i>Velocidade do som no ar [m/s]</i>
Z_B	<i>Número de pás</i>

Letras Gregas

β	<i>Densidade de área superficial de transferência de calor [m²/m³]</i>
μ	<i>Viscosidade dinâmica [m²]</i>
ρ	<i>Massa específica [kg/m³]</i>
ε	<i>Efetividade [–]</i>
η	<i>Eficiência [–]</i>
σ	<i>Razão entre área de fluxo livre e área frontal [–]</i>
δ	<i>Espessura [m]</i>
τ	<i>Torque [N]</i>
ω	<i>Rotação [rpm]</i>
γ	<i>Razão de raios [–]</i>
ν	<i>Viscosidade cinemática</i>
α	<i>Ângulo da pá</i>
β	<i>Ângulo da pá</i>
θ	<i>Coefficiente adimensional da taxa de fluxo</i>
λ	<i>Ângulo ótimo de incidência</i>
Ψ	<i>Coefficiente de carregamento da pá</i>
Λ	<i>Grau de reação</i>
ϕ	<i>Coefficiente de fluxo</i>
λ_N	<i>Coefficiente de perdas nas pás</i>
Y_N	<i>Coefficiente de perdas nas pás</i>
C_L	<i>Razão espaço corda</i>

Sobrescritos

<i>b</i>	<i>Bomba</i>
<i>e</i>	<i>Entrada</i>
<i>s</i>	<i>Saída</i>
<i>f</i>	<i>Aleta</i>
<i>fr</i>	<i>Frontal</i>
<i>evp</i>	<i>Evaporador</i>
<i>th</i>	<i>Térmico</i>
<i>t</i>	<i>Turbina</i>
<i>h</i>	<i>Hot</i>
<i>c</i>	<i>Cold</i>
<i>ist</i>	<i>Isentrópico</i>
<i>vc</i>	<i>Volume de controle</i>
<i>w</i>	<i>Parede</i>

Abreviaturas

ALT	Atmospheric lifetime
FPSO	Floating Production Storage Offloading
GWP	Global Warming Potential
NTU	Número de Transferências Unitárias
ODP	Ozone Depletion Potential
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
RCR	Recuperação de Calor Residual
S-CO ₂	Ciclo CO ₂ Supercrítico
TCCI	Trocador de Calor Circuito Interno
TCPA	Trocador de Calor de Placas Aletadas
CSR	Ciclo Simples com Recuperação
CR	Ciclo Recompressão
CPC	Ciclo com Pré-Compressão
CRI	Ciclo com Resfriamento Intermediário
CRP	Ciclo com Resfriamento Parcial
HTR	Regenerador de Alta Temperatura
LTR	Regenerador de Baixa Temperatura

Sumário

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Considerações Iniciais	2
1.2	Objetivo Geral.....	2
1.3	Justificativa	3
1.4	Estrutura do Trabalho	4
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	6
2.1	Ciclo ORC.....	6
2.2	Ciclo S-CO ₂	18
2.3	Componentes dos Ciclos ORC e S-CO ₂	31
3.	METODOLOGIA.....	43
3.1	Fundamentação da Aplicação dos Ciclos	43
3.2	Concepção dos Ciclos	50
3.3	Otimização dos Ciclos	64
4.	MODELAGEM DA FERRAMENTA COMPUTACIONAL.....	68
4.1	Projeto do Trocador de Calor.....	72
4.2	Projeto do Expansor	85
5.	RESULTADOS	114
5.1	Avaliação ciclo S-CO ₂	114
5.2	Avaliação do Ciclo Rankine Convencional	142
5.3	Avaliação do ciclo ORC	144
5.4	Comparação das Tecnologias	146
5.5	Avaliação do Expansor	150
6.	CONCLUSÕES	155
6.1	Trabalhos Futuros	158
7.	BIBLIOGRAFIA	159
	ANEXO I Descrição dos Cálculos Trocadores de Calor.....	172

ANEXO II Validação Turbina Radial	180
ANEXO III Validação Modelo Termodinâmico	184

1. INTRODUÇÃO

FPSOs (*Floating Productions Storage Offloading*), conceitualmente unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência de petróleo e gás, tornaram-se uma das opções de tecnologia comercialmente viáveis para a exploração offshore de petróleo em grandes profundidades. Nessas perspectivas, estas plataformas offshore têm sido usadas para expandir a exploração e processamento de petróleo e gás em várias regiões do mundo.

No Brasil, a expansão do uso de FPSO deve-se às recentes descobertas de petróleo na camada de pré-sal. Grandes esforços estão sendo feitos no caminho da superação tecnológica e desenvolvimento da engenharia nacional, em relação aos desafios na exploração e produção de petróleo e gás natural em águas ultra profundas.

O processamento *offshore* de petróleo e gás é um setor energo-intensivo. Aprimorar o sistema de geração de energia nas FPSO é uma questão muito relevante devido à necessidade de reduzir as emissões de CO₂ e outros gases de efeito estufa; e melhorar a eficiência da plataforma.

O grande desafio para a geração de energia para suportar a demanda dessa entrada em um FPSO deve-se principalmente às suas restrições ao espaço físico, limitação de peso e segurança. A este respeito, o ciclo Rankine orgânico (ORC) e os ciclos supercrítico de CO₂ (S-CO₂) são tecnologias de alto potencial para esta aplicação, uma vez que são sistemas compactos, além de desempenho econômico apreciável devido à simplicidade da configuração do ciclo.

A presente tese apresenta a metodologia do desenvolvimento de uma ferramenta de cálculo computacional para otimização de ciclos Rankine, ORC e S-CO₂. As análises destes ciclos são divididas em um nível de sistema e um nível de componente. Ao nível de sistemas são avaliadas as propriedades da operação dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂. A nível dos componentes é realizada uma avaliação das propriedades e características do escoamento nos principais equipamentos do ciclo: o expensor e os trocadores de calor, assim como cálculo do dimensionamento e performance destes. Na otimização destes sistemas foi proposto uma iteração entre a otimização de ambos os níveis para se chegar a uma solução final.

Neste estudo é apresentada a aplicação da ferramenta computacional para a otimização dos sistemas Rankine, ORC e S-CO₂ para recuperação de calor residual para geração de energia elétrica, nos processos de uma FPSO brasileira.

1.1 Considerações Iniciais

A inserção de novos sistemas industriais e equipamentos em plataformas marítimas de produção devem obedecer algumas restrições técnicas. Quesitos como tamanho, peso, frequência de manutenção, resistência às intempéries, disponibilidade e requisitos legais são exemplos comuns dessas restrições.

A planta de processamento de óleo e gás avaliada neste estudo é uma FPSO brasileira prevista para exploração do pré-sal. Os processos da operação da plataforma são baseados em especificações técnicas de bases de projeto para FPSO relatados em (PROJETO BG-18, 2014). As condições de operação dos principais processos foram modeladas usando o software comercial ASPEN-HYSYS[®] v.8.6 e GateCycle[®] para avaliação das propriedades do escoamento.

A recuperação de calor em plataformas FPSO, para geração de energia como suporte à demanda de eletricidade da plataforma, deve ser avaliada visando compactabilidade e baixo peso, eficiência e segurança, segundo as restrições da plataforma. Desta forma, considerou-se a avaliação de duas tecnologias de grande potencial para estas características de aplicação: ciclos ORC e S-CO₂, que serão comparados com o ciclo Rankine. Nesta análise foi proposto o estudo da utilização de trocadores de calor compactos, do tipo circuito impresso. Os expansores avaliados foram turbinas radial e axial, indicadas para o tipo de operação.

1.2 Objetivo Geral

- Desenvolver uma ferramenta de cálculo computacional para avaliação dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂.
- Avaliar o potencial da aplicação dos sistemas Rankine, ORC e S-CO₂ à uma plataforma FPSO brasileira.

1.2.1 Objetivos Específicos

- Desenvolvimento de modelo computacional para avaliar o desempenho termodinâmico do ciclo Rankine, ORC e S-CO₂.
- Desenvolvimento de modelos matemáticos para prever o projeto do expensor (turbina radial e axial) e dos trocadores de calor, que representam os principais equipamentos dos ciclos.

- Otimização multiobjetivo da operação dos ciclos a nível de sistema e de equipamentos, tendo como funções objetivo maximizar a potência líquida gerada pelos ciclos, e a minimização da área física destes.

1.3 Justificativa

A demanda global de energia cresceu nas últimas décadas de forma constante, e em paralelo, a conscientização da limitação dos recursos de combustíveis fósseis. Além disto atualmente vivenciamos um período de alinhamento das políticas públicas mundiais com respeito à mitigação dos problemas ambientais. Estes fatores acentuam a busca por processos industriais e métodos de geração de energia mais eficientes, favoráveis ambientalmente e economicamente.

Nas mais diversas atividades industriais, uma quantidade enorme de calor residual é rejeitada na atmosfera. Recuperação de calor residual é forma efetiva de proporcionar o aumento da eficiência de sistemas térmicos. Porém, na maioria destes casos, as tecnologias de transformação de energia, como o ciclo Rankine, não se aplicam tecnicamente e economicamente devido à baixa temperatura das fontes, levando a baixas eficiências do sistema. Neste contexto, ciclos ORC e S-CO₂ despontam como duas das mais promissoras tecnologias para geração de energia elétrica.

Esta tese apresenta o estudo de ciclo ORC e S-CO₂ como alternativa para superar o desafio de aumentar a oferta de eletricidade em plataformas FPSO, por meio da recuperação de calor residual das turbinas a gás da plataforma. Desta forma é possível proporcionar um aumento da eficiência dos processos, e diminuição da emissão de gases na atmosfera. A aplicação destes ciclos também será confrontada com uma avaliação de um ciclo Rankine convencional para mesma fonte de calor

Neste estudo é desenvolvida uma ferramenta de cálculo computacional que permita analisar e otimizar os parâmetros de operação de ciclos ORC e S-CO₂, e de seus principais componentes (expansor e trocadores de calor) de forma correlacionada. O intuito é alcançar resultados mais promissores e efetivos da aplicação destas tecnologias.

No estudo destes ciclos a otimização dos parâmetros de operação é vital para melhores proveitos de suas aplicações. Porém, como reportado por Walraven; Laenen; D'Haeseleer, (2014), muito dos autores em suas propostas de otimização destes ciclos assumem diversas simplificações em relação aos principais componentes do ciclo: o expansor e os trocadores de

calor. Tais simplificações possuem grande influência na performance e custo destas tecnologias, levando a resultados nem sempre realistas.

Pezzuolo *et al.* (2016) constata que apesar do grande número de unidades ORC em operação, existe uma necessidade contínua de novas e mais versáteis ferramentas computacionais capazes de realizar a seleção de fluidos e otimização do layout da planta.

Para se obter uma configuração ótima global dos ciclos ORC, o sistema e os componentes devem ser otimizados simultaneamente. Desta forma a configuração dos equipamentos será ótima para a aplicação no ciclo e também estará ajustada aos demais componentes do ciclo. De acordo com Walraven; Laenen e D’Haeseleer, (2014) para determinar a otimização do sistema são necessários modelos realísticos que descrevam a performance dos componentes de acordo com parâmetros geométricos.

1.4 Estrutura do Trabalho

1. Introdução: Neste capítulo são apresentadas as considerações iniciais, os objetivos e a justificativa do trabalho, de forma a evidenciar as circunstâncias e pertinência da proposta da Tese.
2. Fundamentação Teórica: Neste capítulo é apresentada a literatura e o direcionamento do conhecimento a respeito de ciclos ORC e ciclos S-CO₂, conceituando suas principais características. É apontada também uma revisão a respeito dos principais equipamentos destes ciclos: os trocadores de calor e a turbina; objetos de estudo nesta Tese.
3. Metodologia: Neste ponto é fundamentada a aplicação dos ciclos ORC e S-CO₂ como alternativa para geração de eletricidade em plataformas FPSO, por meio da recuperação de calor de turbinas a gás. A fonte de calor residual é descrita e quantificada termodinamicamente. A concepção dos ciclos, com a modelagem termodinâmica e determinação das condições de operação são apresentados como base para o desenvolvimento do estudo. A modelagem da operação dos trocadores de calor também é evidenciada. Na sequência desta Tese, está contida também a metodologia da modelagem dos expansores dos ciclos.
4. Modelagem da Ferramenta Computacional: Neste capítulo é apresentado elaboração da ferramenta computacional OptDesign, desenvolvida para a avaliação dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂. A ferramenta é compilada na linguagem

computacional MATLAB[®], modelado para a realização do balanço de massa e energia em cada um dos equipamentos dos ciclos. Neste item é apresentado também a estrutura da subrotina CalcT desenvolvida para o projeto de trocadores de calor de superfície estendida, do tipo Placa-aletado, e trocador de calor do tipo Circuito Impresso. Também é demonstrado o desenvolvimento da ferramenta computacional CalcTurb, para o cálculo unidimensional de uma turbina radial e axial. A ferramenta é integrada ao cálculo de propriedades dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂, para permitir por meio de uma análise unidimensional, a determinação das características do escoamento ao longo da linha de corrente média para as condições de projeto estabelecidas em regime permanente.

5. Resultados: Neste capítulo são apresentados os resultados do conjunto de soluções ótimas do ponto de vista da maximização da potência e minimização do volume dos trocadores de calor, para recuperação de calor residual das turbinas a gás da FPSO.
6. Conclusões: Neste capítulo apresenta-se as conclusões obtidas do estudo realizado, assim como sugestões de trabalho futuro.

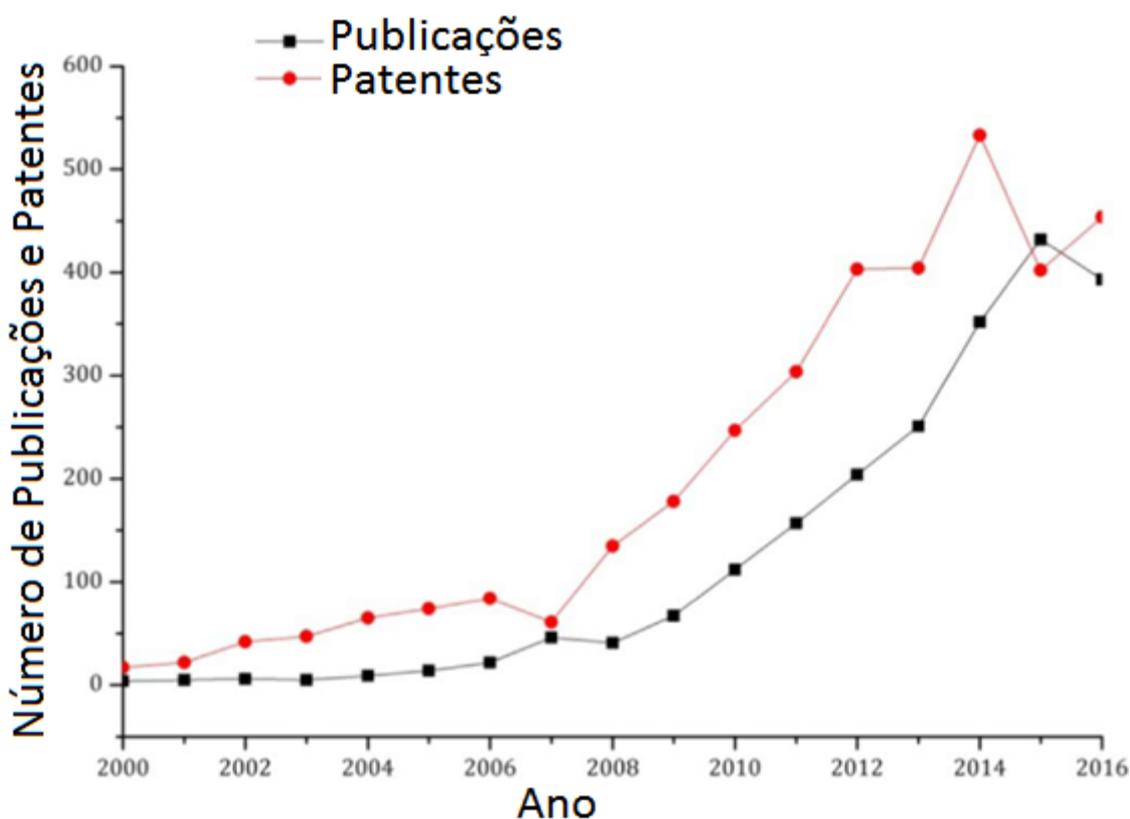
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A contextualização da literatura deste estudo apresenta o conhecimento quanto a aplicação e principais características dos ciclos ORC e S-CO₂, assim como de seus principais equipamentos.

2.1 Ciclo ORC

Os ciclos ORC têm sido investigados desde os anos de 1880, mas somente nas últimas décadas receberam maior interesse para aplicações em fonte de média e baixa energia, onde o ciclo Rankine convencional não possui bom desempenho por razões técnicas e econômicas (PEZZUOLO et al., 2016). A mudança mundial com respeito a preocupações sobre o impacto ambiental e a necessidade de aumentar a eficiência dos sistemas de energia, evidenciou uma transformação sobre as perspectivas do ciclo ORC, como pode ser observado pelo grande aumento do número de pesquisas e patentes, Figura 1.

Figura 1 Linha do tempo de publicações e patentes ORC desde ano 2000.



Fonte: Modificado de IMRAN et al. (2018)

Ciclos ORC possuem os mesmos princípios de operação que o ciclo Rankine convencional, o diferencial entre os ciclos é o fluido de trabalho utilizado, onde o ciclo convencional de Rankine opera utilizando água e o ORC utiliza hidrocarbonetos ou fluidos refrigerantes que lhe confere características diferenciadas. A configuração básica de um ORC, e a mais utilizada, inclui quatro etapas: o fluido de trabalho é pressurizado por uma bomba, superaquecido por um trocador de calor utilizando energia da fonte térmica, em seguida é expandido na turbina produzindo trabalho e condensado voltando à condição original para repetir o ciclo.

Os fluidos de trabalho em um ciclo ORC apresentam baixo ponto de ebulição e um calor latente de vaporização inferior ao da água, permitindo uma evaporação a temperaturas mais baixas, o que proporciona melhor aproveitamento do calor cedido pela fonte quente, e evidencia seu uso para o aproveitamento de fontes de baixas e médias temperaturas.

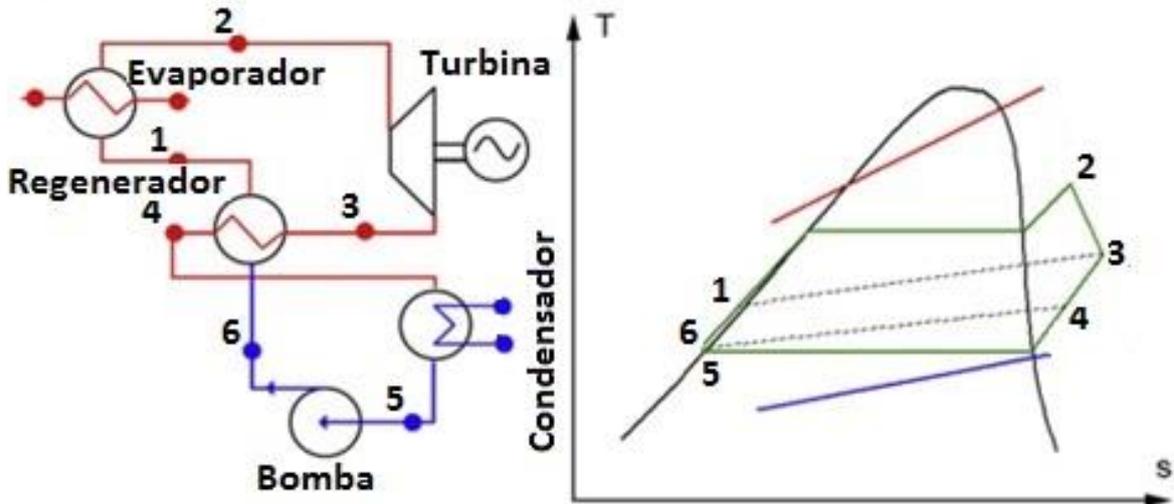
Segundo Braimakis e Karellas (2018) a principal deficiência dos ciclos ORC simples são sua relativa baixa eficiência, o que na verdade deve ser em grande parte atribuído à operação em baixas temperaturas, na faixa de 80 a 300 °C.

Outra configuração de ciclo ORC muito utilizada e estudada é a adição de um recuperador de calor para reaproveitamento do calor do vapor superaquecido após a expansão na turbina, para pré-aquecer o fluido de trabalho antes da entrada no evaporador. Esta configuração é representada pela Figura 2. A operação consiste basicamente na recuperação de energia térmica de uma fonte de calor no evaporador (1-2), por meio da evaporação de um fluido de trabalho orgânico, seguido pela redução da entalpia por meio da expansão na turbina (2-3) para produção de trabalho mecânico, o qual é convertido em eletricidade no gerador. Parte da energia do fluxo de exaustão da turbina pode ser recuperada no regenerador (3-4) com o intuito de aquecer preliminarmente o fluido de trabalho antes de ingressar no evaporador (6-1). No condensador o fluido de trabalho é condensado (4-5) e na bomba é pressurizado (5-6) dando continuidade à operação do ciclo.

Diferentes estudos a respeito de sistemas alternativos de configurações do ciclo ORC são propostas na literatura, visando aumentar as vantagens do ciclo. Uma revisão de diferentes configurações é abordada por Lecompte *et al.* (2015).

O maior campo de publicações de estudos a respeito de ciclos ORC remete a “aplicações do ciclo” (42,15%), seguido por “design e otimização” (15,65%), “seleção dos fluidos de trabalho” (14,07%), “tecnologias dos expansores” (13,22%), “configuração do ciclo” (11,4%) e “controle e modelagem dinâmica” (3,5%), (IMRAN et al., 2018).

Figura 2 Representação de um ciclo ORC com recuperação de calor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

As principais aplicações dos ciclos ORC correspondem à utilização da tecnologia para aproveitamento de energia solar, geotérmica, biomassa e recuperação de calor residual. TCHANCHE *et al.* (2011) apresentam uma extensa revisão das diferentes aplicações de ciclos ORC.

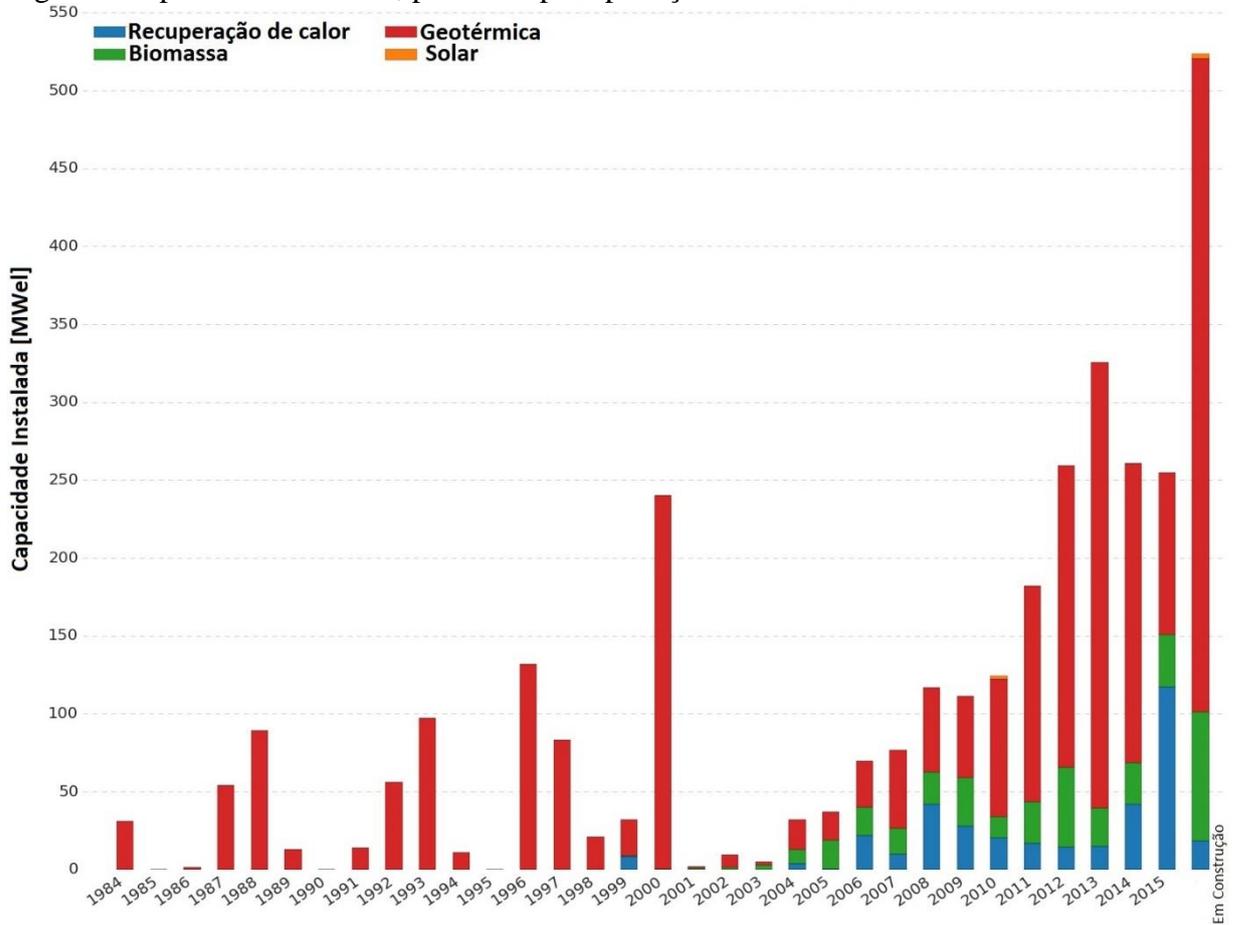
O aproveitamento do calor de fontes geotérmicas representa a principal aplicação de ciclos ORC, tanto em número de projetos quanto à capacidade instalada. Em 2016 a capacidade total de geração de eletricidade utilizando ciclos ORC correspondeu a 2749,1 MWel, com 563 unidades, e com capacidade planejada a ser instalada de mais 523,6 MW em outras 75 novas plantas. A geração de eletricidade utilizando fontes geotérmicas representam cerca de 76,5% de toda capacidade instalada, seguida pela recuperação de calor residual (12,7%), biomassa (10,7%) e solar (0,1%), (TARTIÈRE, 2016).

A Figura 3 demonstra a nova capacidade de energia elétrica instalada mundialmente a cada ano utilizando ciclos ORC. Pode-se observar a evolução crescente da aplicação desta tecnologia nas últimas décadas para aplicações comerciais. Nota-se um crescimento progressivo da capacidade instalada por ano desde 2003 a 2013, onde se atingiu o pico com 325,5 MW de nova capacidade instalada. No ano de 2014 e 2015 pôde-se observar um declínio.

Segundo Tartièrre (2016) esse declínio representa a estagnação de novos projetos utilizando fontes geotérmicas, além da redução do preço do gás natural (especialmente no mercado EUA) e avanço de outras tecnologias como solar e eólica. O autor ressalta o importante crescimento da aplicação da recuperação de calor residual neste período,

aumentando de 14,5 MW no ano de 2013, para 116,8 MW de nova capacidade instalada em 2015.

Figura 3 Capacidade instalada, por ano e por aplicação



Fonte: Modificado de Tartièrre (2016).

Na Tabela 1 é apresentado estudos recentes dos principais usos de ciclos ORC levando em conta: características da fonte de calor, características da operação do ciclo (temperatura de evaporação e condensação), fluidos de trabalho investigados e os indicadores de performance avaliados pelos autores.

Tabela 1 Estudo de aplicações de ciclos ORC

Aplicação	Temperatura da Fonte de Calor [°C]	Temperatura evaporação [°C]	Temperatura condensação [°C]	Indicador de Performance	Fluidos recomendados	Fonte
RCR	550		20	Eficiência 1ª Lei e 2ª Lei; Performance econômica	Ciclohexano; m-xileno;	(MIRZAEI <i>et al.</i> , 2018)
RCR	247-390	80-140	40	Eficiência 1ª Lei e 2ª Lei;	R134a, R245fa	(NEGASH <i>et al.</i> , 2018)
RCR	300	170-210	-	Eficiência 1ª Lei	16 fluidos	(BACCIOLI <i>et al.</i> , 2018)
RCR	130-230	120-220	-	Eficiência 1ª Lei	R-134a	(AHMED <i>et al.</i> , 2018)
Geotérmica	150	120	35	Eficiência 2ª Lei; Performance econômica	6 Fluidos	(KARIMI <i>et al.</i> , 2018)
Geotérmica	165		25-28	Eficiência 1ª Lei e 2ª Lei; Performance econômica	Isobutano	(BINA <i>et al.</i> , 2017)
Geotérmica	80-95	50-75	30	Eficiência 1ª Lei 2ª Lei; Potência; Performance econômica	R245fa; R123; R134a; R152a	(LIU <i>et al.</i> , 2017)
Geotérmica	110	Pe	Pc	Eficiência 1ª Lei; Potência	R245fa	(HU <i>et al.</i> , 2017)
Biomassa	400	90-390	40	Eficiência 1ª Lei; Performance econômica	Tolueno, MM, MDM, MD2M	(CAMPOREALE <i>et al.</i> , 2015)
Biomassa	290	177-228	40-45	Eficiência 1ª Lei; Potência	5 Fluidos	(VERA <i>et al.</i> , 2018)
Biomassa	317	293	60	Eficiência 1ª Lei; Potência	MDM	(KALINA <i>et al.</i> , 2017)
Biomassa	200	70-150	65	Eficiência 1ª Lei; Potência	R245fa	(SANTOS <i>et al.</i> , 2017)
Solar	275	270	-	Performance econômica	Isobutano	(PATIL <i>et al.</i> , 2017)
Solar	150-300	120-300	40	Eficiência 1ª Lei 2ª Lei;	Tolueno, MDM, Ciclohexano, Pentano	(BELLOS <i>et al.</i> , 2018)
Solar	80-200 190-330	80-320	30	Dimensões; Eficiência 2ª Lei; Performance econômica	Oito fluidos	(ZHAO <i>et al.</i> , 2018)
Solar	Te + 40°	-	45	Performance econômica	Oito Fluidos	(DESAI <i>et al.</i> , 2016)

Fonte: Elaborada pelo autor.

O emprego de técnicas de otimização nos estudos de ciclos ORC é fundamental para avaliação da operação do ciclo. Segundo CAYER *et al.* (2010) muitos estudos a respeito de ciclos ORC se limitam a uma análise superficial limitadas à eficiência de Primeira Lei. Porém, na seleção do fluido de trabalho e condições de operação adequados à uma fonte de calor específica, deve-se ter em conta outros indicadores.

O autor realiza uma avaliação paramétrica e otimização de um ciclo ORC transcrito avaliando seis diferentes indicadores de performance: eficiência térmica, potência específica produzida, eficiência exergética, parâmetro UA e superfície total de transferência de calor dos trocadores, assim como o custo relativo do sistema. Os parâmetros independentes foram temperatura máxima e pressão do ciclo, além da potência líquida produzida. Os resultados demonstraram ser impossível otimizar os seis parâmetros simultaneamente, por suas características conflitantes.

Na Tabela 2 é apresentado as considerações de diferentes estudos recentes de otimização de sistemas ORC, quanto à fonte de calor, variáveis de otimização e função objetivo.

Tabela 2 Estudos da otimização de ciclos ORC

Autores	Fonte de Calor	Variável de Otimização	Função Objetivo
Braimakis; Karellas, (2018b)	150 a 300 °C	Fluido de trabalho (7) Ponto <i>Pinch</i> evaporador (5-40°C) Pressão evaporador Temperatura condensação	Eficiência exergética
Dumont et al., (2018)	RCR biodigestor (300°C)	Fluido de trabalho (7) Pressão de evaporação Pressão condensação Ponto <i>Pinch</i> evaporador Configuração do ciclo (3)	Eficiência exergética Custo
Braimakis; Karellas, (2018a)	Água (300°C)	Fluido de Trabalho Pressão de evaporação	Eficiência energética
Sun <i>et al.</i> , (2018)	Quatro Fontes (50-200°C)	Fluidos de trabalho (64) Configurações do ciclo (3) Temp. condensação (40-140) Temp. entrada turbina	Eficiência térmica
Meroni <i>et al.</i> , (2017)	RCR Motor Diesel	Fluido de trabalho (11) Razão de pressão na turbina	Número de estágios da turbina axial
Xu <i>et al.</i> , (2015)	-	Tipo de trocador e dimensões. Pressão evaporação Pressão de condensação	Eficiência térmica Custo específico Área dos trocadores

Fonte: Elaborada pelo autor.

2.1.1 Fluidos de Trabalho

A seleção do fluido de trabalho em ciclos ORC está relacionada de forma preponderante à performance do ciclo. Desta forma é muito importante a seleção de fluidos de trabalho sob uma perspectiva de eficiência, e sob uma análise econômica e ambiental, para diferentes aplicações e diferentes faixas de temperatura da fonte.

Do ponto de vista estrutural e do tipo de átomo na molécula do fluido, os fluidos de trabalho podem ser classificados em sete diferentes classes (BAO; ZHAO, 2013):

- Hidrocarbonetos: Incluindo cadeias lineares (n-butano, n-pentano), ramificados (isobutano, isopentano) e aromáticos (tolueno, bezeno). Possuem propriedades termodinâmicas apreciáveis, e empecilhos quanto ao nível de inflamabilidade.
- Perfluorocarbonos: Hidrocarbonetos totalmente fluorados. São extremamente inertes e estáveis, com cadeia molecular complexa, mas com características termodinâmicas pouco apreciáveis.
- Siloxanos: Possuem propriedades físicas e térmicas apreciáveis como baixa toxicidade, baixo nível de inflamabilidade, massa molecular elevada, bom condutor de calor para altas temperaturas. São frequentemente disponíveis como misturas ou fluidos puros.
- Hidrocarbonetos de cadeia linear parcialmente substituída por cloro: Muitos destes possuem nível de destruição da camada de ozônio ODP (Ozone Depletion Potential) igual a zero, e com características de potencial interesse.
- Éteres e Éter fluorado: Possuem restrições quanto a inflamabilidade e toxicidade, além de características termodinâmicas indesejáveis.
- Álcoois: Assim como éteres, possuem restrições quanto a inflamabilidade e toxicidade, além de características termodinâmicas indesejáveis.
- Inorgânicos: Baixo custo, bastante empregado, baixo impacto ambiental, restrições operacionais.

Na Tabela 3 são apresentados diferentes fluidos de trabalho para ciclos ORC. Pode-se observar que qualquer tipo de fluidos orgânicos e inorgânicos podem ser utilizados nestes sistemas (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010a).

Tabela 3 Classificação dos fluidos de trabalho.

Categoria e Nome		Pressão Crítica [bar]	Temperatura Crítica [°C]
Hidrocarbonetos (HCS)			
Etano	R-170	48,7	32
Propeno	R-1270	45,3	91
Propano	R-290	41,8	96
Ciclopropano	HC-270	54,8	124
Propino	-	56,3	129
Isobutano	R-600a	36,4	135
Isobuteno	-	39,7	144
n-Butano	R-600	37,9	152
Neopentano	-	31,6	160
Isopentano	R-601a	33,7	187
n-Pentano	R-601	33,6	196
Isoexano	-	30,4	225
n-Hexano	-	30,6	235
n-Heptano	-	27,3	267
Ciclohexano	-	40,7	280
n-Octano	-	25	296
n-Nonano	-	22,7	321
n-Decano	-	21,0	345
n-Dodecano	-	17,9	382
Benzeno		48,8	298
Tolueno		41,3	319
p-Xileno		34,8	342
Etilbenzeno		36,1	344
n-Propilbenzeno		32	365
n-Butilbenzeno		28,9	388
Perfluorocarbonetos (PCFs)			
Tetrafluorometano	R-14	36,8	-46
Hexafluoroetano	R-116	30,5	20
Octafluoropropano	R-218	26,8	73
Perfluoro-N-pentano	PF-5050	20,2	149
Decafluorobutano	R-3-1-10	23,2	113
Dodecafluoropentano	R-4-1-12	20,5	147
Clorofluorocarbonetos (CFCs)			
Triclorofluorometano	R-11	43,7	197
Diclorodifluorometano	R-12	30,5	111
Triclorotrifluoroetano	R-113	33,8	213
Diclorotetrafluoroetano	R-114	32,4	145
Cloropentafluoroetano	R-115	30,8	79
Hidrofluorocarbonetos (HFCs)			
Trifluorometano	R-23	48,3	26
Difluorometano	R-32	57,4	78
Fluorometano	R-41	59,0	44
Pentafluoroetano	R-125	36,3	66
1,1,1,2-Tetrafluoroetano	R-134a	40,6	101
1,1,1-Trifluoroetano	R-143a	37,6	73
1,1-Difluoroetano	R-152a	44,5	112
1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	R-227ea	28,7	101
1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropano	R-236fa	31,9	124

Continuação Tabela 3

Categoria e Nome		Pressão Crítica [bar]	Temperatura Crítica [°C]
1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropano	R-236ea	34,1	139
1,1,1,3,3-Pentafluoropropano	R-245fa	36,1	153
1,1,2,2,3-Pentafluoropropano	R-245ca	38,9	174
Octafluorociclobutano	RC-318	27,8	114
1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutano	R-338mccq	27,2	159
1,1,1,3,3-Pentafluorobutano	R-365mfc	32,7	187
Hidrofluorolefinas (HFOs)			
2,3,3,3-Tetrafluoropropano	HFO1234yf	33,8	94,7
Hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs)			
Diclorofluormetano	R-21	51,8	178
Clorodifluormetano	R-22	49,9	96
1,1-Dicloro-2,2,2-trifluoetano	R-123	36,6	183
2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluoroetano	R-124	36,2	122
1,1-Dicloro-1-fluoroetano	R-141b	42,1	204
1-Cloro-1,1-difluoroetano	R-142b	40,6	137
Siloxanos			
Hexametildisiloxano	MM	19,1	245
Octametiltrisiloxano	MDM	14,4	291
Decametiltetrasiloxano	MD2M	12,2	326
Dodecametilpentasiloxano	MD3M	9,3	354
Octametilciclotetrasiloxano	D4	13,1	312
Decametilciclopentasiloxano	D5	11,6	346
Dodecametilciclohexasiloxano	D6	9,5	371
Alcóis			
Metanol	-	81,0	240
Etanol	-	40,6	241
Éteres Fluorinados			
Pentafluorodimetileter	RE125	33,6	81
Bis-difluorometil-éter	RE134	42,3	147
2-Difluorometoxi-1,1,1-trifluoroetano	RE245	34,2	170
Pentafluorometoxietano	RE245mc	28,9	134
Heptafluoropropil-metil-éter	RE347mmc	24,8	165
Éteres			
Dimetil-eter	RE170	53,7	127
Dietil-eter	R-610	36,4	193
Inorgânicos			
Amônia	R-717	113,3	132
Água	R-718	220,6	374
Dióxido de Carbono	R-744	73,8	31

Fonte: Modificado de Chen; Goswami e Stefanakos (2010a).

Revisões extensas sobre o tema são apresentadas em Bao e Zhao (2013); Chen; Goswami e Stefanakos (2010a); Quoilin *et al.* (2013). Os principais estudos a respeito de fluidos ORC estão relacionados à análise e critérios de seleção do fluidos, performance do

ciclo e otimização, de acordo com diferentes parâmetros, aplicações e indicadores (PEZZUOLO *et al.*, 2016; SALOUX *et al.*, 2018).

Outro tópico de grande interesse é a investigação da utilização de misturas que conferem características diferenciadas aos fluidos. Misturas zeotrópicas, caracterizadas por uma mudança de fase não isotérmica, permitem a diminuição das irreversibilidades nos processos de transferência de calor. Outros tipos de misturas são investigadas visando uma combinação de propriedades distintas favoráveis, como adição de retardantes de flamabilidade (OYEWUNMI *et al.* 2017; SATANPHOL; PRIDASAWAS; SUPHANIT, 2017; SHU *et al.* 2014; SONG; GU, 2015).

As propriedades dos fluidos também são investigadas, principalmente relacionadas à estabilidade térmica dos fluidos, (INVERNIZZI *et al.* 2017) (DAI *et al.* 2016). Segundo Pasetti; Invernizzi e Iora (2014) os dados disponíveis na literatura, na faixa de aplicação dos ciclos ORC, são escassos e muitas vezes contraditórios, enquanto cresce a necessidade de informação confiável cresce com o interesse de novas aplicações do ciclo ORC para geração de eletricidade.

Vescovo e Spagnoli (2017) relatam que desenvolver novos fluidos que possam operar a temperaturas mais elevadas e desenvolver soluções técnicas relacionadas, permitirá melhorar a competitividade técnica da tecnologia ORC. Além disto, a operação dos ciclos em altas temperaturas proporcionará novas soluções para produção e cogeração de energia, permitindo que a tecnologia ORC alcance segmentos de mercado tradicionalmente restritos à outras tecnologias (por exemplo ciclos Otto, Rankine e Brayton).

Pezzuolo *et al.* (2016) apresenta uma ferramenta computacional capaz de executar a seleção de diferentes fluidos de trabalho visando a maximização da potência elétrica do ciclo ORC para diferentes tipos de fontes de calor e diferentes temperaturas (baixa, média e alta). Os autores consideram 81 diferentes fluidos candidatos. A otimização é realizada considerando diferentes condições de operação: ciclos subcríticos e transcrito, regenerativos e não-regenerativos, e transferência de calor entre fonte quente e ciclo ORC, realizada diretamente ou com *loop* intermediário de óleo térmico.

Apesar da diversidade dos estudos de fluidos de trabalho, nenhum fluido pode ser considerado exclusivamente como ótimo os para ciclos ORC (BAO; ZHAO, 2013). Esta implicação é devido aos fatos:

1. Na literatura a extensão da quantidade de fluidos candidatos varia em cada estudo.
2. Diferentes tipos de fonte de calor e diferentes condições de operação levam a diferentes fluidos de trabalho ótimos.
3. Diferentes indicadores de performance resultam em diferentes fluidos de trabalho ótimos.
4. Diferentes aplicações implicam em diferentes restrições quanto aos fluidos candidatos.

A seleção do fluido de trabalho é essencial para o desempenho eficiente do ciclo ORC, estando intrinsecamente ligada às propriedades termodinâmicas do fluido. Os critérios de seleção destes são extensamente discutidos na literatura, porém invariavelmente levam a contradições entre autores. Na prática não há um fluido de trabalho que agregue todas as características que favoreçam o desempenho termodinâmico do ciclo. Motivo pelo qual exige-se uma análise da utilização de cada fluido, visando o melhor aproveitamento de suas características e condições de operação em cada aplicação específica (GOTELIP, 2015).

Devido à grande importância para a performance e viabilidade econômica de ciclos ORC, diversos autores têm investigado a seleção dos fluidos de trabalho. O método de triagem é sem dúvida o método mais utilizado na literatura científica para a seleção de fluidos. Este consiste em construir um modelo de simulação em estado estacionário do ciclo ORC e executá-lo com diferentes fluidos de trabalho (QUOILIN, 2011).

Na seleção do fluido de trabalho algumas restrições quanto a aplicação que devem ser verificadas:

- **Limitação quanto pressão de evaporação e pressão de condensação**

Como maiores taxas de expansão estão relacionadas a maior geração de potência e aproveitamento da fonte de calor, seria preferível expandir desde maiores pressões à menores pressões. Mas de fato existem certas restrições práticas a serem avaliadas (RAYEGAN; TAO, 2011).

Neste estudo, no caso de ciclos ORC, foram avaliadas apenas as operações com ciclos subcríticos, desta forma a pressão máxima de operação será equivalente a 95% da pressão crítica de cada fluido de trabalho avaliado, como adotado por Siddiqi e Atakan (2012). Próximo a pressão crítica, pequenas mudanças de temperatura equivalem a grandes mudanças de pressão, o que torna o sistema instável. A pressão mínima de operação no condensador é de 5 kPa, como sugerido por Drescher e Brüggemann (2007) e Rayegan e Tao (2011).

Limitação quanto a máxima temperatura de decomposição

Um parâmetro fundamental em relação à estabilidade térmica dos fluidos é a temperatura máxima de operação em um sistema térmico, evitando que ocorra riscos de decomposição. Operação com temperaturas próximas ao limite de decomposição dos fluidos acarreta em perda de desempenho e pode causar grande falhas em equipamentos fundamentais, como turbina e trocadores de calor (PASETTI; INVERNIZZI; IORA, 2014).

Os ciclos ORC se encontram comercialmente disponíveis limitados à temperatura de operação do fluido de trabalho inferior a 300°C, o que restringe muito a performance e aplicabilidade dos sistemas (DAI et al., 2016; INVERNIZZI et al., 2017; VESCOVO; SPAGNOLI, 2017).

- **Limitação quanto à segurança e restrições ambientais**

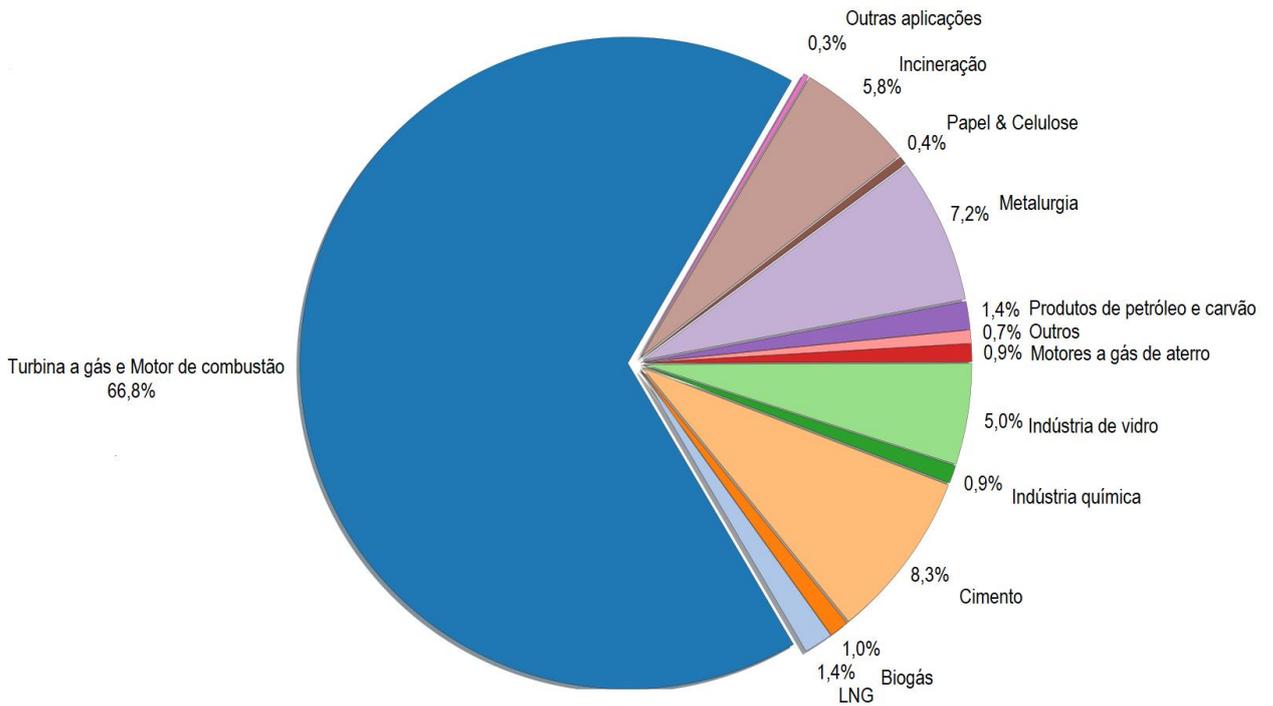
As principais restrições referentes aos aspectos ambientais são ponderadas segundo o potencial de depleção da camada de ozônio (ODP), potencial de aquecimento global (GWP) e o tempo de vida na atmosfera (Atmospheric lifetime, ALT). Devido às restrições ambientais, alguns fluidos de trabalho foram banidos, como R-11, R-12, R-113, R-114, e R-115, enquanto alguns outros serão removidos até 2020 e 2030 como R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b e R-142b.

2.1.2 Recuperação de Calor Residual

A maioria das atividades industriais rejeita cerca de 50% de todo o calor gerado em seus processos produtivos (CARCASI; FERRARO; MILIOTTI, 2014). Resultados de um estudo conduzido nos EUA evidenciaram que o potencial para geração de energia utilizando o calor residual de processos industriais no país é maior que o total de eletricidade produzida por fontes renováveis (US DEPARTMENT OF ENERGY, 2008).

A maior aplicação de ciclos ORC para recuperação de calor residual, em um contexto mundial, está relacionada ao aproveitamento dos gases de exaustão de turbinas a gás e motores de combustão, com 349 MWel instalados, e nova capacidade de 18,5 MW em construção em 10 projetos. Estas atividades representam 66,8% da capacidade total instalada de ciclos ORC para recuperação de calor residual com 41 projetos em operação, Figura 4.

Figura 4 Energia elétrica instalada com a recuperação de calor por ciclo ORC.



Fonte: Modificado de Tartièrre, (2016).

A maioria dos projetos em funcionamento opera na recuperação de calor em estações de compressão de gás, ao longo de gasodutos, ou plantas de geração de energia com motores Diesel. A recuperação de calor em indústrias de cimento é a aplicação industrial com maior apelo, com dez módulos ORC em funcionamento e potência total instalada de 29 MW. Em seguida, a recuperação de calor em indústrias de metal (aço, alumínio, fundição) e de processos de incineração, representam 7,2% e 5,8% com respectivos 24 e 12 projetos (TARTIÈRE, 2016).

2.2 Ciclo S-CO₂

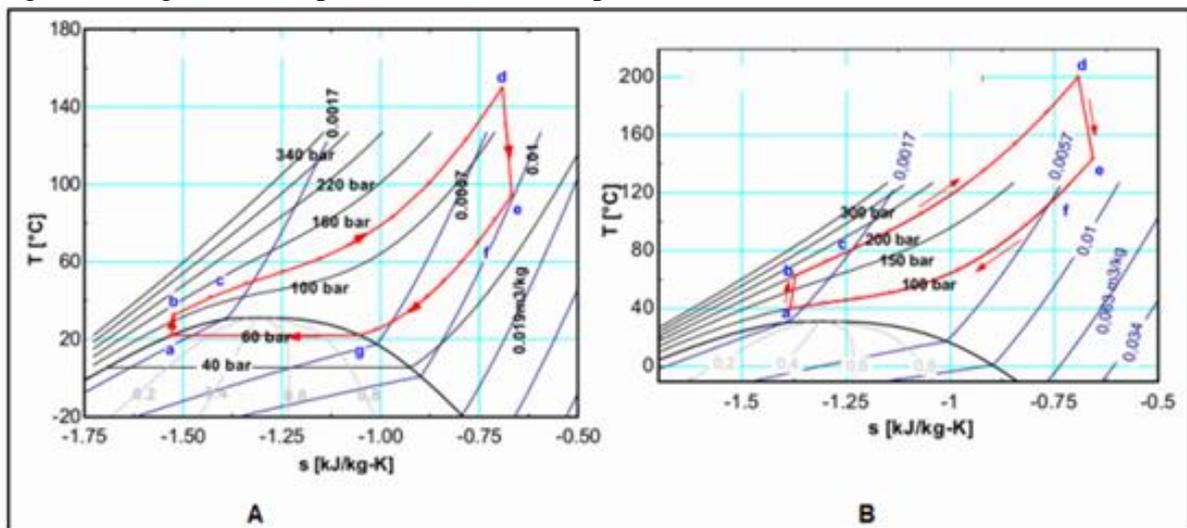
Os ciclos supercríticos de CO₂ são ciclos Brayton fechados operando com dióxido de carbono com fluido de trabalho. São denominados na literatura como ciclos Brayton de CO₂ ou somente S-CO₂. Recentemente os ciclos S-CO₂ tem despertado grande interesse sendo considerada uma das tecnologias mais promissoras de conversão de energia pela recuperação de calor em diferentes processos: reatores nucleares, concentradores solares, recuperação de calor residual e energia geotérmica. Sua grande atratividade deve-se a sua simplicidade, sustentabilidade, segurança e economia, sendo um fluido de trabalho muito efetivo em seu

estado supercrítico (GUO, 2016; IVERSON et al., 2013; LAMBRUSCHINI et al., 2016; ZHOU et al., 2018).

Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004) faz uma breve avaliação da evolução dos ciclos CO_2 . Segundo os autores o ciclo supercrítico de CO_2 (S- CO_2) tem uma longa história. A referência mais antiga encontrada é de 1948, quando a Sulzer Bros (SULZER, 1948) patenteou um ciclo parcial de condensação CO_2 Brayton. A vantagem do fluido de CO_2 foi rapidamente observada e a investigação de ciclos supercríticos de CO_2 foi realizada em muitos países: por Gokhstein e Verhivker na União Soviética (GOKHSTEIN, 1969; GOKHSTEIN; VERKHIVKER, 1971), Angelino na Itália (ANGELINO, 1968, 1969), Feher nos Estados Unidos (FEHER, 1967), Sulzer Brown-Boveri na Suíça (STRUB; FRIEDER, 1970) que são os estudos historicamente mais importantes.

De acordo com as condições de operação desses ciclos, o CO_2 pode se encontrar totalmente na região supercrítica (S- CO_2 ou ciclo Brayton de CO_2) ou parcialmente na região supercrítica (ciclo Rankine ou ciclo CO_2 transcrito T- CO_2) operando com condensação. As etapas de operação do ciclo: Compressão (a-b), fornecimento de calor (b-d), expansão (d-e), rejeição de calor (e-a), são descritas na Figura 5.

Figura 5 Diagrama T-s típico do Ciclo CO_2 Supercrítico.



Fonte: Modificado de CHEN (2011).

Quando a rejeição de calor ocorre na região subcrítica, um condensador é utilizado, seguido de uma bomba destinada à elevação de pressão do fluido de trabalho na fase líquida. Porém a baixa temperatura crítica do CO_2 , $31,1\text{ }^\circ\text{C}$, é uma limitação à aplicação de ciclos CO_2 transcritos, uma vez que a condensação deveria ocorrer ao redor dos $20\text{ }^\circ\text{C}$ e 5700 kPa , o que

seria um desafio na maioria dos casos. Por outro lado, quando a rejeição de calor ocorre na região supercrítica, não há condensação do fluido e a elevação de pressão é realizada por um compressor.

A principal vantagem do ciclo S-CO₂ é que, durante o processo de adição de calor, o fluido de trabalho não passa pela região de duas fases (líquido-vapor), como observado num ciclo Rankine convencional, sendo comprimido diretamente a partir da condição supercrítica. Desta forma, há uma melhor correspondência térmica entre o fluido e a fonte de calor, resultando em menores irreversibilidades no evaporador e em um aumento da eficiência do sistema termodinâmico (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010b).

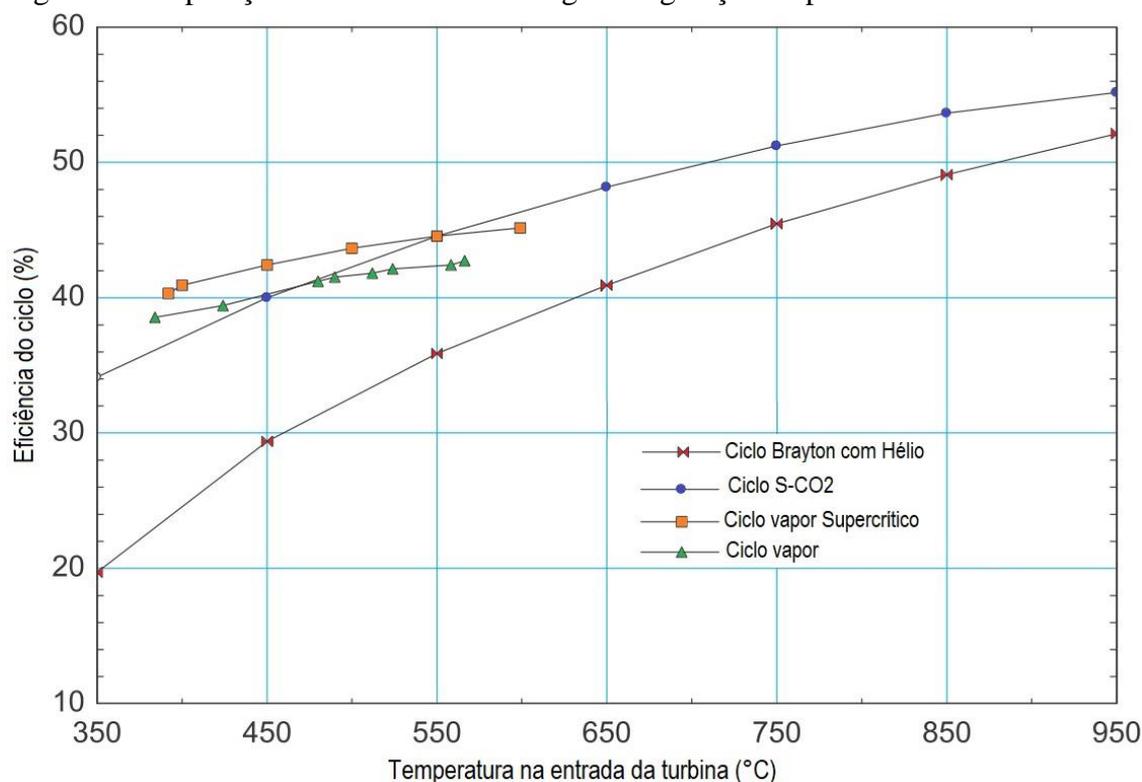
Por suas características, o ciclo S-CO₂ se apresenta como uma possibilidade promissora para recuperação de calor de fontes de calor residual tanto de baixa quanto de alta temperatura, uma vez que o fluido de trabalho apresenta características vantajosas (CAYER et al., 2009; JEON et al., 2016; SARKAR, 2015), tais como:

- Baixo ponto crítico (temperatura crítica de 31,1 °C e pressão 7,38 MPa).
- É um composto químico estável, inerte, não explosivo, e não inflamável para uma grande faixa de temperaturas de operação.
- Possui baixo potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) e baixo potencial de aquecimento global (Global Warming Potential-GWP), 1 em 100 anos.
- Abundante, baixo custo, acessível, não necessita ser reciclado.
- Tem propriedades termodinâmicas e de transporte potencialmente favoráveis.
- Suas propriedades termofísicas são bem conhecidas até mesmo em região supercrítica.
- A alta densidade do CO₂ supercrítico permite modelos de turbomáquinas extremadamente reduzidas.
- Permite utilização de tecnologia de trocadores de calor compactos com diferentes materiais por sua boa compatibilidade.
- Proporciona menor trabalho de compressão.
- Devido à sua elevada estabilidade térmica e não-inflamabilidade, o trocador de calor de gases de escape pode ser colocado em contato direto com a fonte de calor de alta temperatura, eliminando o custo e a

complexidade de um circuito de transferência de calor intermédio que normalmente é utilizado em aplicações de ORC.

Estas características conferem aos ciclos S-CO₂ maior eficiência em certas faixas de operação que outras tecnologias de geração de potência. Segundo Hinze; Nellis e Anderson (2017) os ciclos Rankine a vapor e ciclos Rankine supercríticos possuem maiores eficiências que S-CO₂ em médias temperaturas, porém para temperaturas de entrada da turbina acima de 550 °C este último se torna a tecnologia mais atrativa, como pode ser verificado na Figura 6.

Figura 6 Comparação de diferentes tecnologias de geração de potência.



Fonte: Modificado de Hinze; Nellis e Anderson, (2017).

Segundo os autores existe um impulso contínuo na indústria de energia para se atingir tecnologias mais eficientes operando com altas temperaturas. Além disto uma turbina S-CO₂ é dez vezes mais compactas que uma turbina a vapor de água para mesma geração de potência elétrica, resultando em menores custos de capital (PERSICILLI et al., 2012).

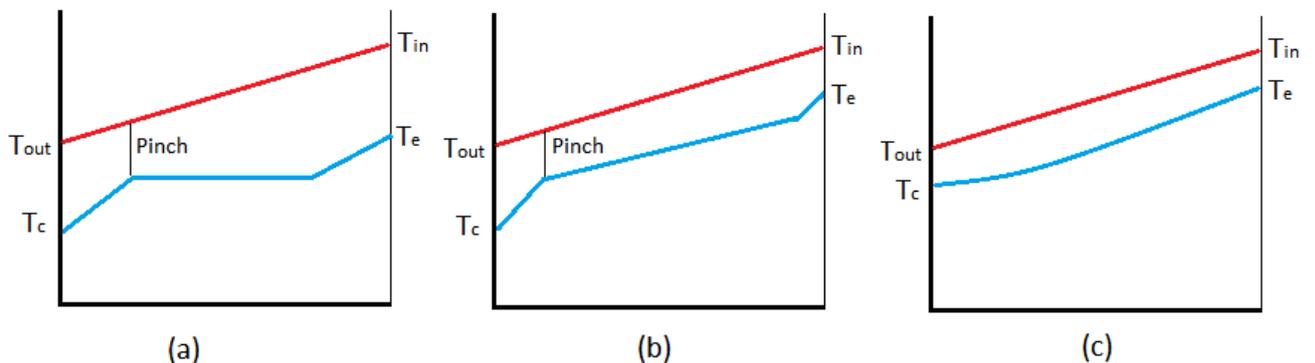
Segundo Gkoutas; Stamatelos; Kalfas, (2017) a principal vantagem dos ciclos S-CO₂ em comparação a ciclos Brayton (operando com ar) e ciclos Rankine é a significativa redução das dimensões do sistema, resultante das condições de operação com alta pressão.

Além da redução de tamanho, outra vantagem significativa da turbina de CO₂ é que ela pode ser de estágio único, enquanto as turbinas a vapor e a hélio geralmente empregam

mais estágios (alta, média e baixa pressão no caso do vapor; no caso do Hélio uma unidade de alta pressão para alimentar compressores e uma unidade de baixa pressão para alimentar o gerador). Isso aumenta ainda mais a diferença de tamanho dos sistemas. (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004)

O perfil de temperatura desenvolvido no processo de aquecimento do CO_2 é uma das principais vantagens de um ciclo S-CO_2 , ilustrado na Figura 7. Segundo CHEN (2011), o uso de CO_2 na região supercrítica proporciona a obtenção de um perfil de temperatura do fluido de trabalho que apresenta uma melhor correspondência térmica com a fonte de calor, em relação a outros fluidos utilizados em outros tipos de ciclos (tais como ciclos ORC e o ciclo Kalina). Esta característica é crucial para reduzir as irreversibilidades do ciclo, permitindo maiores eficiências, principalmente quando fontes de calor de baixa temperatura são utilizadas. Além disso, devido à sua elevada potência específica, o ciclo S-CO_2 é mais compacto do que os sistemas que utilizam outros fluidos de trabalho.

Figura 7: Perfil de Temperatura: a) Fluido puro; b) Mistura zeotrópica; c) CO_2 .



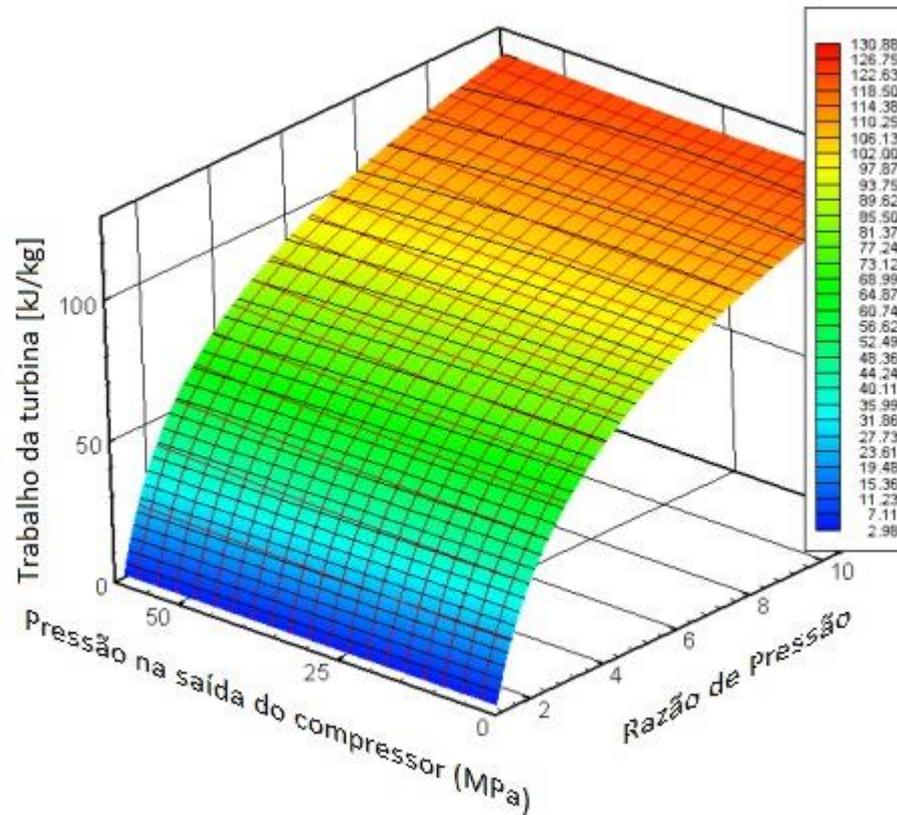
Fonte: Adaptado de Chen (2011).

2.2.1 Características importantes ciclo S-CO_2

O comportamento do gás CO_2 próximo ao seu ponto crítico é muito sensível à pressão e temperatura, de forma que as propriedades do fluido são significativamente afetadas. Portanto, ao contrário de um gás ideal, as condições operacionais do ciclo têm um forte efeito no desempenho do ciclo. O principal mecanismo para potencializar o incremento da eficiência do ciclo CO_2 supercrítico se dá pela redução do consumo do compressor, realizando o processo de compressão próximo ao ponto crítico (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004).

Na Figura 8 é apresentada uma representação do trabalho da turbina para diferentes pressões na entrada, e para diferentes razões de pressão, considerando uma eficiência isentrópica de 90% e temperatura na entrada de 550°C.

Figura 8 Representação do trabalho da turbina.



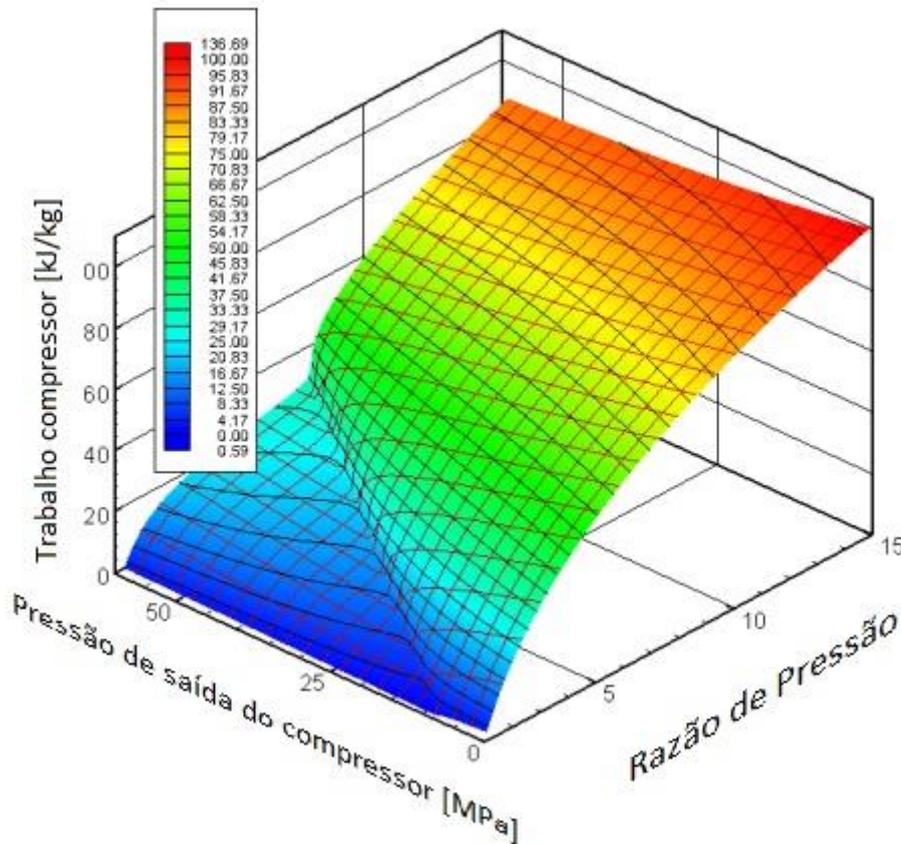
Fonte: Modificado de Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004).

Pode-se observar que o trabalho na turbina é praticamente independente da pressão de operação, e essa grandeza é principalmente determinada pela razão de pressão. Para um gás ideal, a medida que a razão de pressão aumenta, o trabalho da turbina aumenta, mas o incremento diminui. Uma vez que o trabalho da turbina operando com CO₂ mantém esse comportamento, pode-se concluir que o gás comporta praticamente como gás ideal. Apenas para razões de pressão excessivamente elevadas se observa um desvio desse comportamento. Porém estas condições não são relevantes uma vez que o ciclo não opera neste estado devido a considerações de limitação de materiais e eficiência (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004).

De forma análoga, na Figura 9 está representado o trabalho do compressor operando com diferentes razões de pressão e diferentes pressões na saída do

equipamento, considerando uma eficiência isentrópica de 89% e temperatura de 32°C na entrada do compressor.

Figura 9 Representação do trabalho do compressor.



Fonte: Modificado de Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004).

O trabalho no compressor varia significativamente em função da pressão de operação e da razão de pressão. Ambos parâmetros são responsáveis pelo afastamento do comportamento do gás à um gás ideal. Um compressor operando com um gás ideal levaria ao mesmo perfil de comportamento observado anteriormente na turbina. Porém, a proximidade com o ponto crítico afeta significativamente o trabalho do compressor. Uma vez que a pressão de operação exceda a pressão crítica (7,38 MPa) o consumo do compressor reduz significativamente. Pode-se também observar um aumento menos acentuado do trabalho do compressor em relação à razão de pressão, que no caso da turbina (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004).

Segundo os autores, a razão de pressão ótima do ciclo terá valores mais baixos, já que nessas condições o trabalho do compressor será inferior e da turbina superior. A redução do trabalho do compressor advém da baixa compressibilidade do CO₂ próximo do ponto crítico. Enquanto que a mudança de massa específica para diferentes pressões

não é muito elevada e assim o trabalho da compressão é reduzido. Esta é a maior razão pela qual ciclos S- CO₂ sobressaem-se sobre ciclo Brayton com gás ideal, em que o gás apresenta comportamento semelhante na turbina e no compressor.

Desta forma para superar os desafios relacionados à eficiência de compressão, a condição de entrada do compressor deve ser controlada próxima ao ponto crítico do CO₂. Assim é possível reduzir a demanda de energia na compressão e aumentar a eficiência térmica. Porém, as propriedades físico-químicas do CO₂ variam consideravelmente na região próxima ao seu ponto crítico, devendo, portanto, ser calculadas com precisão e verificadas cuidadosamente antes de serem utilizadas nas análises termodinâmicas do ciclo, principalmente no que tange aos cálculos de desempenho e de transferência de calor (MUTO et al., 2010; CHEN, 2011; GUO, 2016; LI et al., 2017; MILANI et al., 2017).

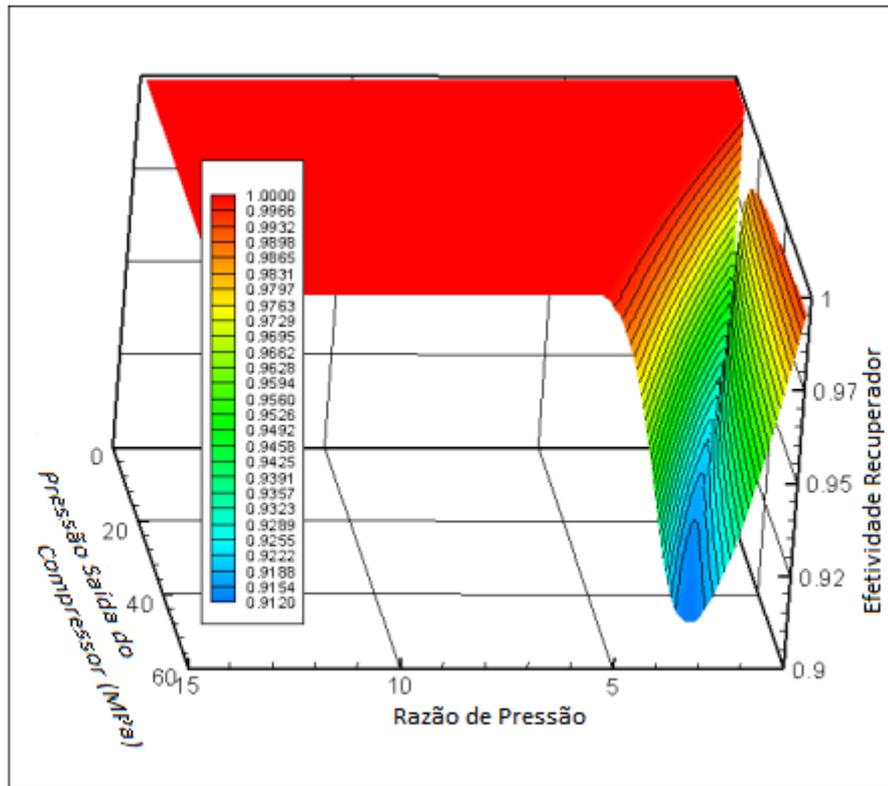
- **Entrave da região do *Pinch point*:**

Feher (1967) reconhece em seu estudo a existência de um *pinch point* no evaporador para certas condições de operação do ciclo. O *pinch point* é uma condição de menor diferença de temperatura no recuperador, com limite tendendo a zero em um caso hipotético. Devido a uma dependência muito grande do calor específico à temperatura e pressão, a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho frio e quente pode variar radicalmente no recuperador. Desta forma o valor mínimo da diferença de temperatura esperado não é sempre atingido no recuperador.

Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004) citam que a redução no consumo do compressor não é a única característica causada pelo comportamento não ideal do gás. Nos ciclos CO₂, a pressão de operação é muito importante devido a forma como afeta a diferença de temperatura no recuperador e a quantidade de calor recuperado, o que interfere profundamente na eficiência do ciclo e na dimensão do recuperador. Desta forma, deve-se avaliar o comportamento do ciclo em uma faixa de diferentes pressões de operação, visando determinar o melhor desempenho.

Para o comportamento do *pinch point* nos ciclos CO₂ uma análise simples é apresentada por Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004). Para isto as características dos componentes como perda de pressão e eficiência da turbina são mantidas constantes enquanto as temperaturas e pressão de operação além da razão de pressão, são variadas. A Figura 10 apresenta o resultado desta análise.

Figura 10 Efetividade de um recuperador em um ciclo Brayton.



Fonte: Modificado de Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004).

A mínima diferença de temperatura no recuperador é determinada como $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se um gás ideal fosse utilizado ao invés de CO_2 a efetividade do recuperador tenderia a 1 (um) quando a diferença de temperatura tendesse a zero (ou seja, 100% do calor disponível seria recuperado) independentemente das condições de operação.

Desta forma observa-se da Figura 10 que há uma região na qual, com uma pressão de operação e razão de pressão, ocorre o *pinch point* (região no evaporador em que a efetividade é menor que 1). Em alguns casos extremos para esta condição, a efetividade poderia cair para 90%. Deve se observar que as pressões de operação quando ocorre o *pinch point* são supercríticas (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004).

Ainda segundo os autores, considerando aplicações reais, em que a diferença mínima da temperatura deixa de ser zero e assume um valor positivo, a região do *pinch point* aumenta. Porém quando o compressor opera com pressões na saída inferiores a 21 MPa, não ocorre o problema do *pinch point*, mas para pressões superiores a 21 MPa, a condição de maior eficiência do ciclo e pressão ótima de operação, leva a condição do problema relatado.

2.2.2 Diferentes Layouts do Ciclo

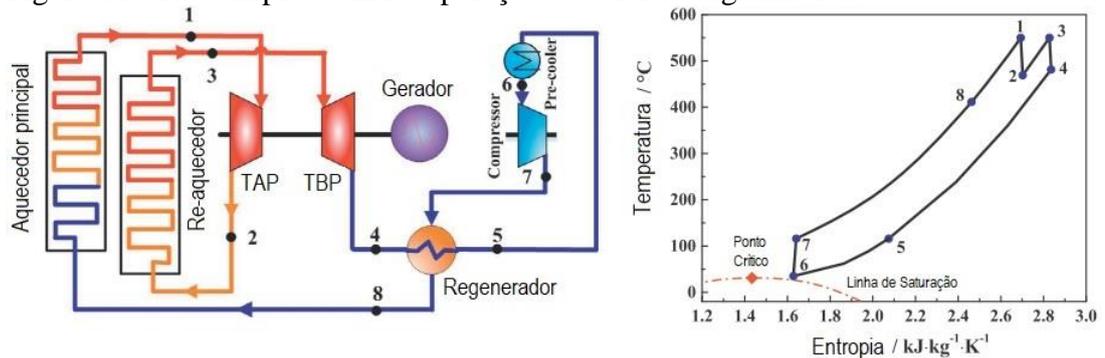
Angelino (1969) relata no estudo que a maior redução na eficiência do ciclo S-CO₂ advém da grande irreversibilidade no recuperador de calor, resultado do problema do *pinch point*. Desta forma, para superar essa limitação, o autor introduziu o que chamou de ciclos compostos, que proporcionam uma melhor performance. Em geral esses ciclos possuem duas modificações principais: recompressão e pré-compressão.

Diferentes alternativas de layouts de ciclos S-CO₂ compostos têm sido avaliadas na literatura visando melhor operação do sistema de acordo com o tipo de fonte de calor. As configurações mais comuns são: ciclo simples com recuperação, ciclo simples com recompressão, ciclo com pré-compressão, ciclo com intercooler, ciclo com resfriamento parcial e ciclo expansão dividida. Wang et al., (2018) , Wang, He e Zhu (2017) e Dostal; Driscoll e Hejzlar, (2004) resumizam estas configurações mais empregadas.

2.2.2.1 Ciclo simples com recuperação (CSR)

O ciclo Brayton simples é muito ineficiente devido ao fato de grande parte da energia ser descartada ao ambiente como calor residual. Desta forma o ciclo simples com recuperação é basicamente o ciclo Brayton original com adição de um recuperador de calor para reaver esse calor residual. Este é o layout de referência na maioria dos estudos, e as demais configurações mais complexas derivam deste (Figura 11).

Figura 11 Ciclo simples com recuperação de calor e diagrama T-s.



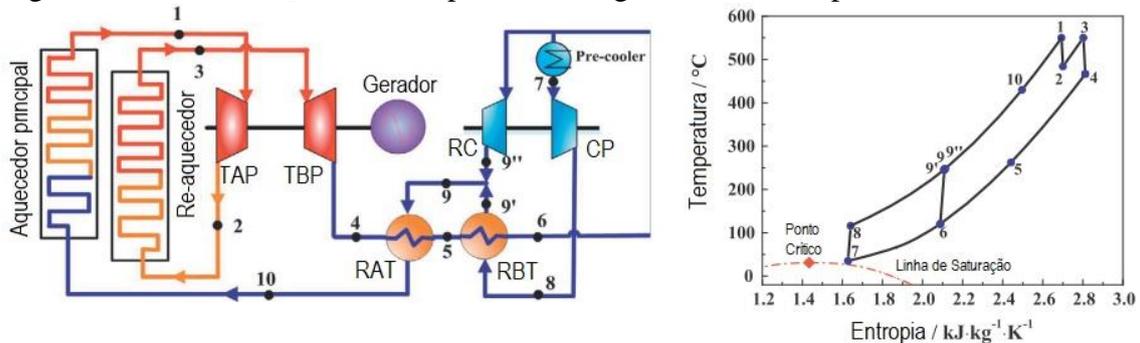
Fonte: Modificado de Wang; He e Zhu (2017).

2.2.2.2 Ciclo com recompressão (CR)

O ciclo com recompressão foi originalmente proposto por Feher (1968) para superar as limitações do ciclo simples em relação ao recuperador de calor. Apesar de o ciclo simples com recuperação conseguir regenerar grande quantidade de energia do calor residual, a eficiência desta recuperação é limitada pela restrição do *pinch point* no trocador de calor. Segundo o autor, neste equipamento existe uma limitação devido a grande diferença de capacidade térmica entre o fluxo de CO₂ de alta pressão e o fluxo de baixa pressão, Figura 12.

Para superar esta limitação, no ciclo com recompressão a recuperação de calor é realizada utilizando um recuperador de baixa temperatura (RBT) e outro de alta temperatura (RAT), sendo acrescentado outro compressor.

Figura 12 Ciclo S-CO₂ com recompressão e diagrama T-s correspondente.



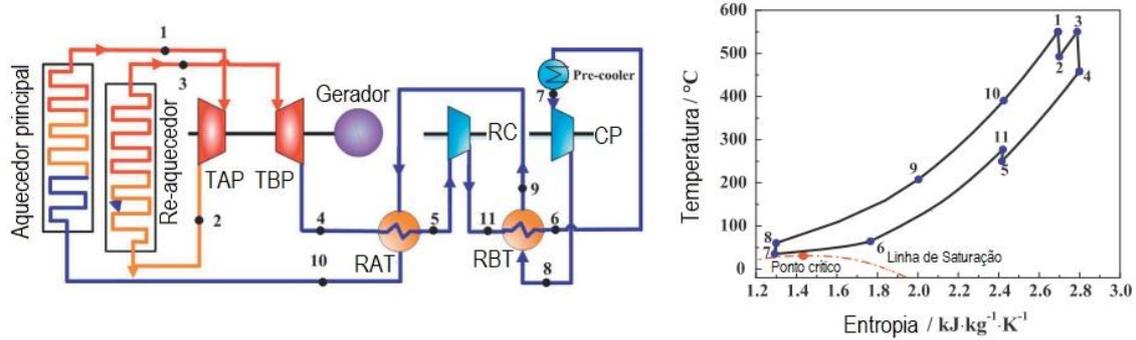
Fonte: Modificado de Wang; He e Zhu (2017).

Segundo Ma *et al* (2017) entre todos os layouts de ciclo Brayton S-CO₂ propostos, o ciclo Brayton de recompressão de S-CO₂ foi considerado como o layout mais promissor em relação à eficiência, simplicidade e custo e, portanto, ganhou muita atenção entre inúmeros pesquisadores.

2.2.2.3 Ciclo com pré-compressão (CPC)

O ciclo com Pré-compressão foi originalmente proposto por Angelino (1968). Esta configuração tem o mesmo objetivo de reduzir os efeitos da restrição no *pinch point* e aumentar a recuperação de calor. A pré-compressão reduz a diferença de capacidade térmicas entre os fluxos de baixa e alta pressão, (Figura 13).

Figura 13 Ciclo com pré-compressão e respectivo diagrama T-s.

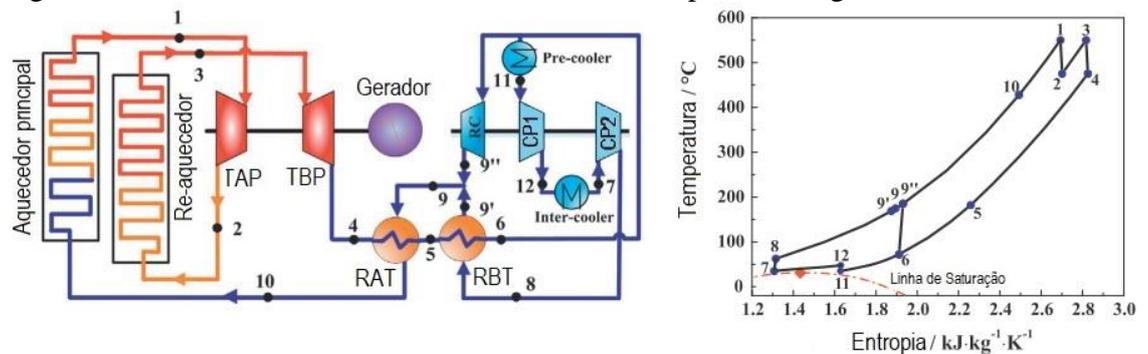


Fonte: Modificado de Wang; He e Zhu (2017).

2.2.2.4 Ciclo com resfriamento intermediário (CRI)

A utilização de um resfriador entre estágios de compressão é uma abordagem consagrada para o aumento da eficiência do ciclo, diminuindo o consumo do compressor. Muitos estudos tem sido feito em relação a utilização de intercoolers (MA et al., 2017). Além disto esta configuração desacopla a pressão de entrada do compressor principal da pressão de saída o que permite mais flexibilidade para otimização (WANG; HE; ZHU, 2017), Figura 14.

Figura 14 Ciclo com resfriamento intermediário e respectivo diagrama T-s.



Fonte: Modificado de Wang; He e Zhu (2017).

Existem duas configurações possíveis para os ciclos de recompressão com resfriamento intermediário: o ciclo de recompressão com resfriamento intermediário no compressor principal (denominado “ciclo com resfriamento intermediário”), e o ciclo de recompressão com pré-cooling (“ciclo com resfriamento parcial”).

Ma *et al.* (2017) propõe uma otimização dos parâmetros de operação do ciclo para avaliar os efeitos da utilização de intercoolers. Os resultados otimizados apontaram para um aumento de 2,65% da eficiência do ciclo com a utilização destes equipamentos.

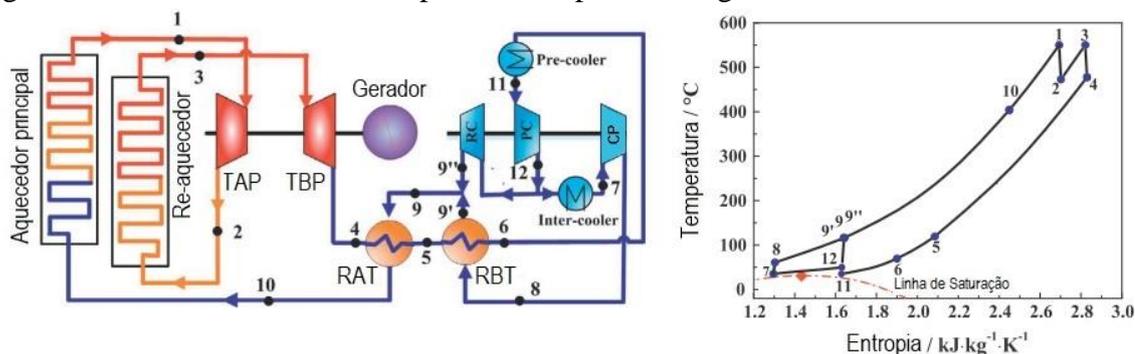
No entanto as conclusões sobre a utilização de intercoolers são controversas entre os pesquisadores. Turchi *et al.* (2013) realizaram estudo termodinâmico do ciclo avançado de S-CO₂ Brayton e indicaram que o ciclo de recompressão com intercooler poderia atingir uma eficiência térmica superior a 50%. Mas em seu estudo, a integração do MCIC não mostrou efeitos na melhoria da eficiência quando a temperatura da entrada da turbina é inferior a 700 °C. Moisseytsev e Sienicki, (2007) investigaram vários layouts alternativos para o ciclo S-CO₂ Brayton, e seus resultados mostraram que nenhum benefício poderia ser alcançado pela introdução do intercooler. Kato; Nitawaki e Muto, (2004) avaliaram a eficiência do ciclo comparando operação com e sem intercooler, e concluíram que para mais de três estágios de compressão com dois intercoolers não seria economicamente viável.

2.2.2.5 Ciclo com resfriamento parcial (CRP):

Ciclo com resfriamento parcial é mais um layout investigado por Angelino (1968). A operação é similar ao ciclo com pré-compressão, porém há duas diferenças principais. A primeira diferença é que apenas uma fração do fluido de trabalho é comprimido no compressor principal de baixa temperatura. O restante tem a elevação de pressão realizada no compressor de recompressão o qual é introduzido antes do pré-cooler e após a pré-compressão. A segunda diferença é a introdução de um novo pré-cooler antes do pré-compressor.

Após a compressão no compressor principal uma fração do fluido de trabalho é reaquecido no recuperador de baixa temperatura, e em seguida é juntado ao fluxo do compressor da recompressão ambos em mesma condição. O novo fluxo é reaquecido no recuperador de alta temperatura, em seguida no aquecedor principal e expandido na turbina. Figura 15.

Figura 15 Ciclo com resfriamento parcial e respectivo diagrama T-s.



Fonte: Modificado de Wang; He e Zhu (2017).

2.3 Componentes dos Ciclos ORC e S-CO₂

2.3.1 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido, ou entre partículas sólidas e um fluido, que estão em diferentes temperaturas e em contato térmico. Nos trocadores de calor geralmente não há interação de calor externo ou trabalho (SHAH; SEKULIC, 2003). Trocadores de calor (evaporador, condensador e recuperador) são uns dos principais componentes de ciclos ORC, sendo predominante na destruição de exergia, e muito significativo em relação a custo e consumo de material. A otimização e seleção dos trocadores de calor é vital para alcançar o desempenho otimizado do ciclo ORC.

Segundo Rohde *et al.* (2013) os cálculos de ciclos ORC analisados na literatura são frequentemente realizados com suposições simplificadas em relação aos trocadores de calor, como coeficientes de transferência de calor e ponto pinch constantes, e perdas de pressão desprezados. Uma vez que trocadores de calor são equipamentos chave, os resultados dessas análises podem estar indicando resultados enganosos.

Como é conhecido, os trocadores de calor se diferem em configuração, custo e compactabilidade. Cada tipo de trocador de calor pode apresentar desempenho superior a outro sob certa condição de operação e sob diferente critério de avaliação. Desta forma, determinar o tipo de trocador de calor ideal assim como suas condições de operação ótimas sob múltiplos critérios de análise são essenciais para o projeto de ciclos ORC (XU *et al.*, 2015).

Walraven *et al.* (2014) propuseram a otimização e comparação de trocadores casca e tubo e trocadores de placa em ciclos ORC; na comparação os autores visando a eficiência exergética como objetivo da otimização. Madhawa *et al.* (2007) propuseram a análise da minimização da taxa de superfície total dos trocadores de calor e potência elétrica produzida pelo ciclo, para uma configuração fixa de trocador de calor. Quoilin; Lemort e Lebrun, (2010) desenvolveram um modelo de ciclo ORC e trocadores de calor de placas com base em sua configuração experimental, desprezando a perda de pressão nos trocadores. Eles usaram tal modelo para prever o desempenho da configuração do ciclo em diferentes condições de operação. SHENGJUN; HUAIXIN; TAO (2011) propuseram a maximização da performance de ciclos ORC utilizando trocadores de calor casca e tubo, mantendo fixas as configurações destes equipamentos.

Xu *et al.* (2015) formularam dois tipos de modelos de trocadores de calor para ciclos ORC, trocadores de placas aletadas e trocadores tubo e carcaça. No estudo os autores propõem a otimização do ciclo ORC utilizando ambos modelos de trocador de calor. Os resultados indicam que os trocadores de placas aletadas obtiveram melhor desempenho em relação ao tubo e carcaça, avaliando apenas as performances destes equipamentos. Porém quando foram levado em conta parâmetros do ciclo e indicadores econômicos, os resultados ótimos modificam.

Karellas *et al.* (2012) investigam a influência dos parâmetros de um ciclo ORC no projeto de trocadores de calor, operando na região supercrítica. No estudo os coeficientes de transferência de calor são investigados. Os autores concluem que em condições supercríticas de operação, a aplicação de ciclos ORC proporcionam um aumento da eficiência do ciclo, sem um aumento desproporcional dos custos da instalação. O método apresentado para trocadores de calor supercrítico é uma ferramenta útil em futuras investigações.

Existe uma variedade de trocadores de calor utilizados nas indústrias e em seus produtos. A partir da definição de Shah e Sekulic, (2003), os trocadores de calor são classificados de acordo com os processos de transferência de calor, o número de fluidos, o grau de compacidade da superfície, as características da construção e os arranjos dos fluxos.

Quando comparados com trocadores de calor tubo e carcaça, os trocadores de calor compactos são caracterizados por uma grande área superficial de transferência de calor por volume do trocador. Isto resulta em redução de espaço, peso, estrutura de suporte e *footprint*. Além disso, ocorre uma redução de custos, bem como melhor desempenho do processo, layout da planta e condições de operação.

Trocadores de calor classificados como compactos, operando com gás em ambos os fluxos, possuem superfície de transferência de calor com densidade de superfície superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou diâmetro hidráulico menor ou igual a 6 mm. Quando operam com líquido (ou mudança de fase) a relação é superior a $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Em contraste, trocadores do tipo tubo e carcaça típicos em processos industriais, operando com líquido (ou mudança de fase) possuem densidade de superfície de área menor que $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para a configuração a qual possui um lado de tubos planos, e duas ou três vezes maiores que isto para a configuração com alta densidade de tubulação. Um típico trocador de calor de placa-aletado possui cerca de duas vezes o coeficiente médio de transferência de calor em um lado do fluido, ou o coeficiente global de transferência de calor médio, do que um trocador de tubo e carcaça para aplicações água/água (SHAH; SEKULIC, 2003).

O coeficiente de transferência de calor para gases é geralmente duas ordens de grandeza inferiores ao da água, óleo e outros líquidos. Para minimizar as dimensões e peso de trocadores de calor gás/líquido, as condutâncias térmicas (produto do coeficiente de transferência de calor e área) em ambos os lados do trocador devem ser aproximadamente iguais. Desta forma a superfície de transferência de calor no lado do gás terá maior área, devendo ser mais compacta para se obter um projeto mais equilibrado.

As características únicas dos trocadores compactos de superfície estendida, placa ou tubo (aletados), em comparação com trocadores convencionais de casca e tubo, podem ser descritas como:

- Disponibilidade de diferentes tipos de superfícies com diferentes ordens de grandeza de densidade de área superficial.
- Flexibilidade na distribuição da área superficial entre os lados quente e frio, conforme requerido pelo projeto.
- Geralmente substancial redução dos custos, peso e volume.

As considerações importantes de projeto e operação de trocadores de calor de superfícies estendidas (placas ou tubos aletados) são:

- Geralmente aplicados quando pelo menos um dos fluxos é um gás, com baixo valor de coeficiente de transferência de calor.
- Os fluidos devem ser pouco corrosivos, uma vez que pelo pequeno diâmetro hidráulico dos equipamentos, a limpeza não é um processo simples.
- A perda de carga é geralmente tão importante quanto a taxa de transferência de calor, não devendo ser desconsiderada.

- As pressões e a temperatura de operação possuem maiores restrições do que trocadores tubo e carcaça, devido a fixação das aletas.
- Com o uso de arranjos altamente compactos, a forma resultante do trocador possui grande área frontal e um curto comprimento do fluxo. A análise do projeto do trocador compacto é muito importante para alcançar uma distribuição de fluxo uniforme entre o alto número de pequenas passagens dos fluidos.
- O potencial de comercialização deve ser suficiente para garantir a fabricação de equipamentos específicos, minimizando o impacto sobre o custo.

2.3.1.1 Trocador de calor de Placa-Aletado

Os trocadores de placa-aletado são comumente utilizados em aplicações gás/gás ou gás/mudança de fase, em que os coeficientes de transferência de calor são baixos ou quando deseja-se maior efetividade do trocador. Possui altas densidades de área superficial (até cerca de $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) (SHAH; SEKULIC, 2003).

A altura da passagem em cada lado do escoamento pode ser facilmente variada e são utilizadas diferentes configurações de aletas entre as placas, para as diferentes aplicações. Em cada lado do escoamento a espessura e número de aletas podem ser variados de forma independente.

Trocadores de calor de placa-aletado são geralmente projetados para pressão de operação limitada a 1000 kPa, porém podem ser utilizados para pressão de operação de até 15 MPa (por exemplo sistemas de refrigeração automotivo operando com CO₂ como fluido de trabalho). A temperatura máxima de operação é limitada pelo tipo de fixação das aletas às placas e pelo tipo de material utilizado. Trocadores de calor de placa-aletado são comumente projetado para operação entre 200°C e 800°C. Fugas geralmente não são um problema severo quando operando com gás ou líquido. A contaminação entre as correntes de fluxos (mistura) geralmente não é um problema deste tipo de trocador, uma vez que o vazamento entre as duas correntes é praticamente inexistente (SHAH; SEKULIC, 2003).

A seleção da superfície da aleta depende da temperatura de operação, com referência ao tipo de fixação da aleta às placas ou tubos. Para aplicações à baixa temperatura as aletas podem ser fixadas mecanicamente, soldadas ou fixadas por brasagem. As aletas podem ser feitas de cobre, latão ou alumínio, mantendo alta eficiência. Para aplicações à altas temperaturas, a fixação ocorre com técnicas especiais de brasagem ou soldagem.

Em trocadores do tipo placa-aletado diferentes superfícies de aleta são empregados:

- Planas
- Ondulada
- Faixa deslocada (*offset strip fin*)
- *Louver*
- Perfurada
- Pino

O custo é um fator muito importante na seleção do tipo de trocador e do tipo de superfície da aleta, no projeto dos equipamentos. Trocadores de placa-aletado são menos dispendiosos que trocadores de tubo-aletado, por unidade de superfície de troca de calor. Na maioria dos casos, não se escolhe a superfície de maior desempenho, e sim a de menor custo, se ela pode atender aos critérios de desempenho dentro de restrições especificadas.

2.3.1.2 Trocador de Calor de Circuito Impresso

Trocadores de calor de circuito impresso (TCCI) originalmente desenvolvidos para aplicações de refrigeração, são formados pela união de placas metálicas com passagem de fluidos gravadas por um processo de usinagem fotoquímica. Estas placas metálicas são fixadas por um processo de soldagem por difusão formando blocos. O projeto dos trocadores se dá pela união dos blocos até que se atinjam as condições de operação especificadas, sendo que unidades com área de superfície de calor superior a $2500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ já foram produzidas (HESSELGREAVES, 2001).

Esta tecnologia é adaptada da impressão de placas em circuitos impressos, de onde vem o nome. Os TCCI foram originalmente desenvolvidos pela Universidade de Sidnei e depois nas indústrias de refrigeração e petróleo pela empresa Heatric. O diâmetro do canal é de apenas 0,5-2,0 mm e compacidade de até $2500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (MA et al., 2015).

Segundo a empresa HEATRIC (2018) a soldagem por difusão é uma técnica de união em estado sólido que permite a fixação das placas metálicas dos trocadores em uma “pilha”, usando processo de alta temperatura e pressão sem derretimento ou deformação dos canais. Isto garante a integridade dos canais e a ligação completa de todas as placas em uma pilha. O resultado é um bloco unido por difusão, que pode ser modificado ou combinado sucessivamente para se obter os requisitos de tamanho e peso exatos, proporcionando um trocador de calor extremamente eficiente e personalizado.

Ao utilizar soldagem por difusão, as resistências das juntas soldadas são semelhantes ao metal original, de modo que permite ao TCCI suportar temperaturas de até 900 °C e pressões até 60 MPa, garantindo a integridade estrutural dos equipamentos. Verificou-se que o volume dos TCCI é 85% menor que um trocador convencional do tipo tubo e carcaça para uma mesma taxa de transferência de calor e perdas de cargas, como representado na Figura 16, um comparativo de resfriadores para 4MW gás/gás. (HEATRIC, 2018).

Figura 16 Trocador tubo e carcaça e circuito impresso para mesma operação.



Modificado de (HEATRIC, 2018).

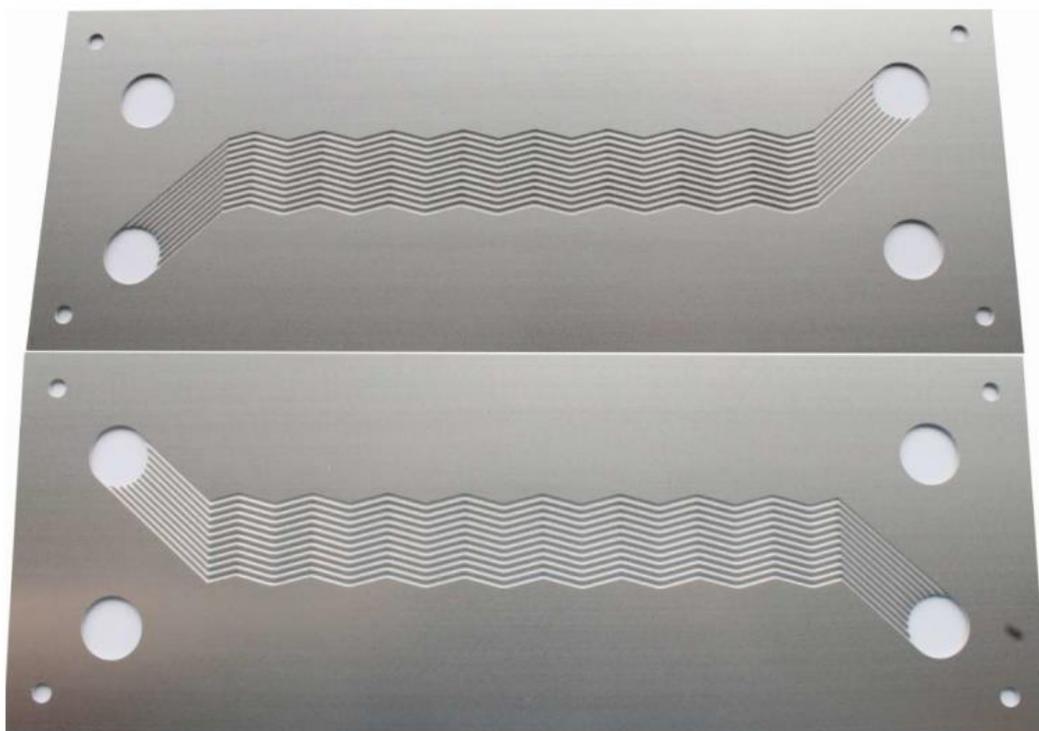
Segundo Le Pierres; Southall e Osborne (2011) a melhor opção tecnológica dos trocadores de calor em ciclos S-CO₂ é utilizar os trocadores do tipo circuito impresso. De acordo com o autor estes trocadores suportam altas temperaturas e pressões, tornando-os ideais para aplicação com S-CO₂. Além disto, devido à sua compactabilidade, permite redução de peso e custos ao ciclo.

Chen *et al.* (2016) citam o TCCI uma tecnologia que se destaca frente a vários candidatos de permutadores de calor devido à sua alta eficiência e robustez, alta compactidade e capacidade de suportar altas pressões. Existem diferentes tipos de TCCI em relação à geometria do canal: canal direto, canal ondulado (zigzag), canal de aleta em forma de S, aletado tipo aerofólio entre outros. Nas Figura 17 são apresentadas alacas de um TCCI para lado quente e para lado frio.

No desenvolvimento da tecnologia de ciclos S-CO₂ os trocadores de calor tipo circuito impresso são amplamente utilizados devido a sua alta compactidade e rigidez estrutural. Jeon *et al.* (2016). Meshram *et al.*, (2016) avaliaram os TCCI como candidatos para aplicações em ciclos S-CO₂, submetidos a altas, superiores a 200 Bar, e temperaturas superiores a 800 K.

Segundo os autores não há na literatura estudos suficientes a respeito de TCCI operando em condições especiais para aplicação em ciclos Brayton S-CO₂.

Figura 17 Placas de TCCI com canais tipo zigzag, lado quente e lado frio.



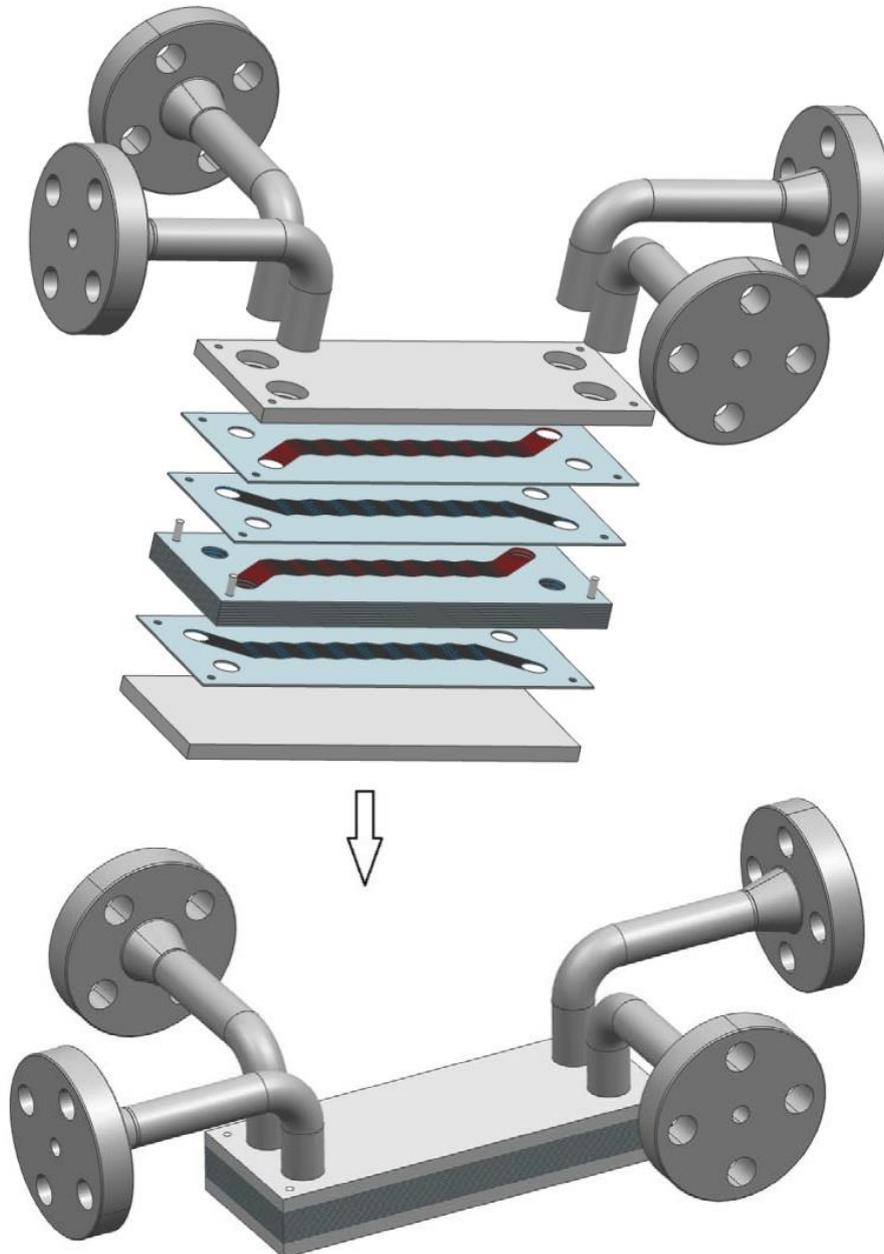
Fonte: Modificado de Chen (2015).

Lee; Kim e Kim, (2013) propuseram a otimização de TCCI com canais do tipo onda (zigzag) visando aumentar a eficiência de troca de calor e a redução de perdas de cargas. Os autores utilizaram uma análise tridimensional e algoritmos de análise multiobjectivo. Os resultados foram comparados com geometrias de TCCI encontrados no mercado e concluíram que foi possível obter ganhos em recuperação de energia para aplicação em ciclos Brayton.

Uma abordagem de otimização de TCCI também foi adotada por Ma et al. (2015) para canais zigzag enquanto Tsuzuki; Utamura e Ngo (2009) analisaram canais de aleta com formato “S”. Meshram et al. (2016) avaliaram a utilização de TCCI em ciclos S-CO₂ na condição de escoamentos completamente turbulentos. Segundo os autores, o diâmetro dos canais e número de Reynolds possuem influência muito significativa na transferência de calor global e nas perdas de carga do equipamento. Estes concluíram que trocadores TCCI com canais em zigzag possuem volume significativamente menor que canais retos, devido ao maior coeficiente de transferência de calor atingido. Porém, as perdas de cargas em canais zigzag foram maiores.

Na Figura 18 é mostrada a representação esquemática da montagem destas placas formando o bloco do trocador.

Figura 18 Vista explodida de um TCCI com canais tipo onda.



Fonte: Modificado de Chen (2015).

Jeon *et al.* (2016) avaliaram o efeito da dimensão dos canais e a forma da seção transversal dos canais sob a performance térmica de TCCI operando em ciclos S-CO₂. Os resultados indicaram que o desempenho térmico do equipamento diminuiu inexpressivamente à medida que o tamanho do canal aumenta uma vez que para um fluxo mássico fixo, a velocidade do escoamento diminuirá. O espaçamento entre os canais não afetou

significativamente o desempenho térmico, mas afetou a confiabilidade estrutural do sistema. A forma da seção transversal dos canais, quando mantido o diâmetro hidráulico, não teve efeito significativo na transferência de calor.

2.3.2 Expansor

Devido à grande variedade de aplicações do ciclo ORC, e diferentes faixas de temperatura de fontes de calor, o projeto de expansores varia significativamente. Os tipos de expansores aplicados à ciclos ORC podem ser classificados como expansores dinâmicos, tal como turbina axial ou radial; e expansores de deslocamento (volumétrico), como expansores *screw*, *scroll* e expansores palhetas rotativas, que são uma alternativa para microgeração de energia.

A operação de ciclos ORC para baixas temperaturas ocorre com baixas taxas de variação de pressão, o que permite a aplicação de expansores volumétricos, como os *screw*, *scroll* citados anteriormente e expansores palhetas rotativas. Em sistemas de microescala, a alta velocidade de rotação das turbinas (radiais ou axiais) e a necessidade de operar em estado estacionário, limitam sua operação.

Os expansores volumétricos são obtidos pela operação reversa de compressores já existentes. Isso oferece uma opção de baixo custo, com menor velocidade de rotação em comparação à turbomáquinas, o que permite conexão direta com gerador elétrico comercial, sem equipamentos auxiliares (WHITE, 2015).

Expansores Screw operando como motores, utilizando a expansão de fluidos de trabalho estão disponíveis como opção para sistemas de geração de energia descentralizada de baixa e média potência. Nessas aplicações, sua alta eficiência, elevado desempenho em cargas parciais e ampla faixa de carga, são as principais vantagens desta tecnologia, embora represente maior volume que os demais (PANTANO; CAPATA, 2017).

Segundo os autores, os expansores *Scroll* são bons candidatos para aplicação em ciclos ORC de pequena escala por sua compactidade, simplicidade de operação e confiabilidade. Os equipamentos mais antigos possuíam pequena razão de volume admissível, mas o amadurecimento da tecnologia superou essa restrição, tornando o equipamento viável à geração de potência em ciclos ORC. Atualmente diversos estudos de modelos de expansores *Scroll* tem sido desenvolvidos e validados na literatura. Este tipo de expansor permite boa relação entre volume do equipamento e eficiência.

Expansores de palhetas rotativas são comuns em aplicações onde é necessário boa confiabilidade com baixos custos e altas taxas de volume. Devido a simplicidade da tecnologia, compacidade e a possibilidade de altas taxas de expansão, se tornam uma opção à aplicação em ciclos ORC.

Os ciclos ORC para altas temperaturas são caracterizados por razões de pressão elevadas, devendo ser utilizado turbomáquinas, axiais ou radiais. Segundo Zheng *et al.* (2017) não existe grande diferença nos princípios de projeto entre as turbinas ORC e as convencionais a vapor.

De acordo com Aungier (2006), o projeto preliminar é responsável por cerca de 50% do tempo total do desenvolvimento de turbomáquinas, devido a amplitude de parâmetros empíricos aplicados ao processo. Turbinas utilizadas em sistemas ORC basicamente não possuem nenhuma diferença em relação às turbinas a vapor. Porém, devido às grandes diferenças de propriedades termofísicas entre fluidos orgânicos e vapor, as turbinas utilizadas em ciclos ORC possuem características especiais, como apresentadas por Bao e Zhao (2013):

1. Fluidos orgânicos possuem maior massa molar, desta forma, a velocidade do som nestes é inferior que no vapor. No projeto do expansor deve ser evitado escoamento supersônico na saída do bocal, pois pode provocar perdas adicionais devido ao aparecimento de ondas de choque.
2. Para certas diferenças de temperatura, as turbinas utilizadas em sistemas ORC possuem maior razão de expansão e menor diferença de entalpia, especialmente em recuperação de calor de fontes de baixa energia. Isto terá efeito nos diferentes tipos de perdas.
3. Fluidos orgânicos possuem maior densidade e portanto menor volume específico que a água, desta forma a passagem do fluxo e as dimensões globais da turbina podem ser menores. Além disto, devido a inclinação da curva de vapor saturado, o fluido na saída da turbina geralmente é superaquecido, podendo diminuir perdas devido à umidade.
4. Turbinas com fluidos orgânicos possuem layouts compactos e de menores dimensões, devendo ter atenção a velocidades excessivas durante a expansão.
5. Fluidos orgânicos podem ser inflamáveis, explosivos ou caros, e levando-se em consideração a segurança ou economia, deve-se impedir rigorosamente os vazamentos. Neste caso é benéfico considerar vedação dupla.

Na Tabela 4 é apresentado um sumário de publicações recentes com abordagens numéricas e experimentais de projetos de expansores para ciclos ORC.

Tabela 4 Avaliações de diferentes expansores aplicados a ciclos ORC.

Autor	Investigação	Tipo de Expansor	Temper. Fonte [K]	Fluido	Performance¹
DONG <i>et al.</i> (2017)	Design 1D	Radial	150°C	4 fluidos	100-320 kW, 87,5-89,9%, 10,5-14,5%
ZHAI <i>et al.</i> (2017)	Design 1D e otimização	Radial	120°C	4 fluidos	138 kW, 91%, 12,18%
HAN, FAN e ZHAO (2017)	Design 1D	Radial	423 K	6 fluidos	74 kW, 83%, 9,17%
ZHENG <i>et al.</i> (2017)	Design 1D; análise 3D em CFD	Radial	360	R134a	68%; 4,054 kW
LI e REN (2016)	Design 1D; análise 3D em CFD	Radial	393	R123	84,33%, 534 kW
SONG, GU e REN (2016)	Design 1D	Radial	393,15	7 fluidos	81%, 249 kW 8,7%
SUNG <i>et al.</i> (2016)	Experimental	Radial	413	R245fa	177,4 kW, 9,6%
FIASCHI <i>et al.</i> (2016)	Design 1D; análise 3D em CFD	Radial	395,9	R134a	68,04%, 4,504 kW
RAHBAR <i>et al.</i> (2015)	Design 1D e otimização	Radial	362,2	8 fluidos	84%, 15 kW
FIASCHI, MANFRIDA e MARASCHIELLO (2015)	Design 1D	Radial	420	6 fluidos	78,8%, 50 kW
PAN e WANG (2013)	Design 1D otimização	Radial	363	14 fluidos	75,7%. 8,15 kW, 5,2%
KANG (2012)	Experimental	Radial	358,4	R245fa	78,7%, 32,7 kW, 5,22%
AL JUBORI <i>et al.</i> (2016)	Design 1D; análise 3D em CFD	Axial e Radial	360	5 fluidos	83,48%, 8,50 kW, 10,6%
MERONI <i>et al.</i> (2017)	Design 1D	Axial	235 °C	11 fluidos (Butano)	2238 kW, 74-93%
TALLURI e LOMBARDI, (2017)	Design 1D	Axial	420 k	R245fa, n-Hexano	85%
MARTINS, BRAGA e FERREIRA (2016)	Design 1D e otimização	Axial	323-423 K	R245fa	81%
LEE <i>et al.</i> (2017)	Experimental	Screw	81,5	R134a	193,7 kW, 4,70%
PAPES <i>et al.</i> (2015)	Análise 3D	Screw	400 k	R245fa	7,5 kW
KOSMADAKIS <i>et al.</i> (2017)	Análise 3D e Experimental	Scroll	80 °C	R404a	40%, 6 kW, 1,7%
CAMBI <i>et al.</i> (2017)	Experimental	Scroll	100 °C	R410a	50% 10 kW
SUMAN <i>et al.</i> (2017)	Análise 3D	Scroll	338 K	R134a	5 kW

¹Eficiência da turbina, potência, eficiência do ciclo.

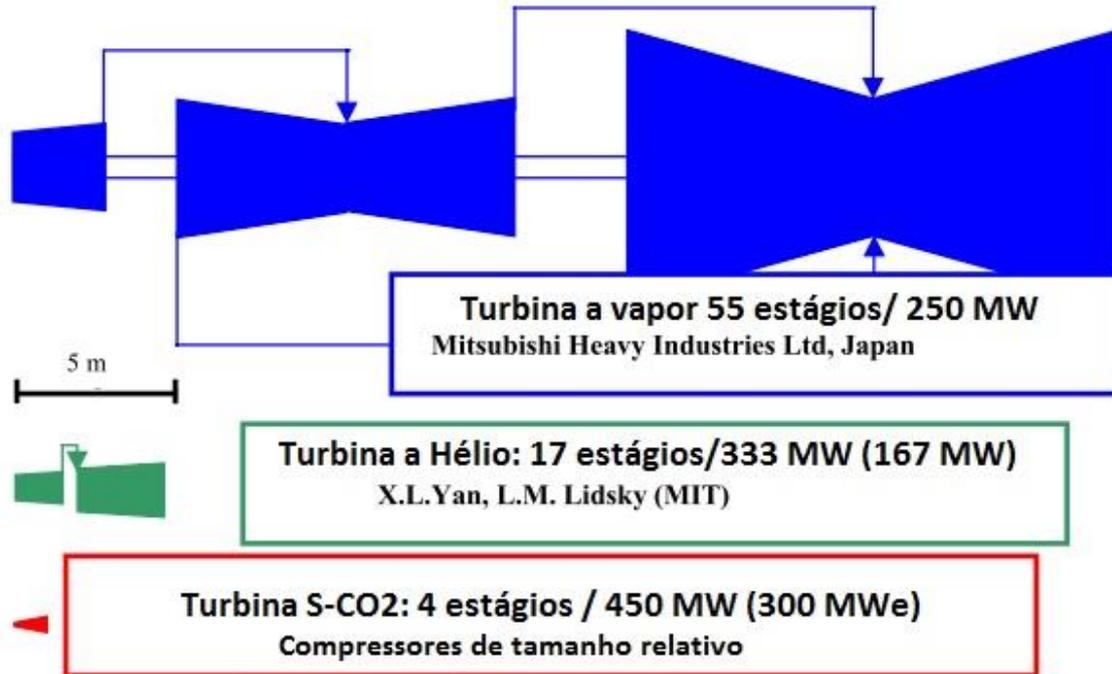
Devido à reduzida diferença de entalpia na expansão, a razão de pressão tende a ser alcançada em um único estágio, o que muitas vezes pode levar a escoamentos supersônicos devido à baixa velocidade do som em fluidos orgânicos (WHITE, 2015). Um dos principais propósitos do projeto preliminar de turbinas ORC é controlar o número de Mach na saída do estator e na saída do rotor (com intuito de evitar perdas), por meio da otimização da estrutura da turbina e da seleção dos fluidos.

As turbinas axiais de único estágio são mais utilizadas em sistemas com alta vazão e menores taxas de expansão, enquanto que turbinas radiais (de único estágio) são mais adequadas para maiores razões de pressão, o que as tornam atrativas para aplicação em ciclos ORC.

Segundo Imran *et al.* (2018) o foco das pesquisas recentes de expansores operando com ciclos ORC se concentra nas turbinas (63,6% das publicações recentes). Porém, devido ao interesse em ampliar a gama de operação dos ciclos ORC, as demais tecnologias têm sido bastantes investigadas, principalmente com expansores *Scrow* (17,31%) e *Screw* (10,25%).

Em comparação com outras turbomáquinas, as turbinas e o compressor de CO₂ são muito compactas e altamente eficientes. A dimensão usual do rotor para uma turbina de hélio em velocidade rotacional sincronizada é de cerca de 1,5 m (YAN; LIDSKY, 1993). Para este diâmetro de rotor, a eficiência da turbina de hélio é menor que a do CO₂, e também possui mais estágios. A turbina de Hélio é cerca de 4-5 vezes maior. A Figura 19 compara em escala uma turbina a vapor, uma turbina a Hélio e turbina a CO₂ (DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004).

Figura 19 Representação em escala do ciclo a vapor, hélio e S-CO₂.



Fonte: Modificado de: Dostal; Driscoll e Hejzlar (2004)

3. METODOLOGIA

3.1 Fundamentação da Aplicação dos Ciclos

Na fundamentação da aplicação deste estudo, são apresentadas inicialmente a experiência e as circunstâncias da aplicação das fontes de calor residual em uma FPSO brasileira, correspondentes aos gases de exaustão das turbinas a gás da plataforma. Em seguida é apresentada a modelagem dos ciclos avaliados, e os conceitos da otimização proposta.

Os processos produtivos da planta de extração e tratamento de petróleo e gás, avaliada foram simulados utilizando o software ASPEN-HYSYS® v.8.6. Foi utilizado um modelo de equações de estado PRSV para o cálculo das propriedades físicas e termodinâmicas, de acordo com dados de composição dos fluxos de hidrocarbonetos do processo reportados em GOTELIP (2015). As incertezas associadas às equações de estado utilizadas não foram consideradas neste estudo.

Nesta tese é apresentada a contextualização da fonte de calor residual da plataforma, a ser aproveitada pelos ciclos de geração de potência (Rankine, ORC e S-CO₂), assim como as características destas e as condições termodinâmicas (composição química, temperatura, pressão, vazão mássica, carga térmica).

3.1.1 Descrição da FPSO

A atividade de exploração de petróleo em reservatórios marinhos, envolve a remoção de materiais como gás, água, sal e areia transportados junto ao óleo extraído dos reservatórios. Estas impurezas devem ser removidas do petróleo cru antes de ser processado em refinarias, ou utilizado como combustível.

O principal objetivo das unidades de produção nas plataformas FPSO é separar o fluxo extraído do reservatório em óleo, gás e água. Posteriormente cada um destes fluidos passarão por uma série de operações até que seja satisfeita as especificações necessárias ao seu uso final, que pode ser exportação, tratamento para uso no processo ou descarte.

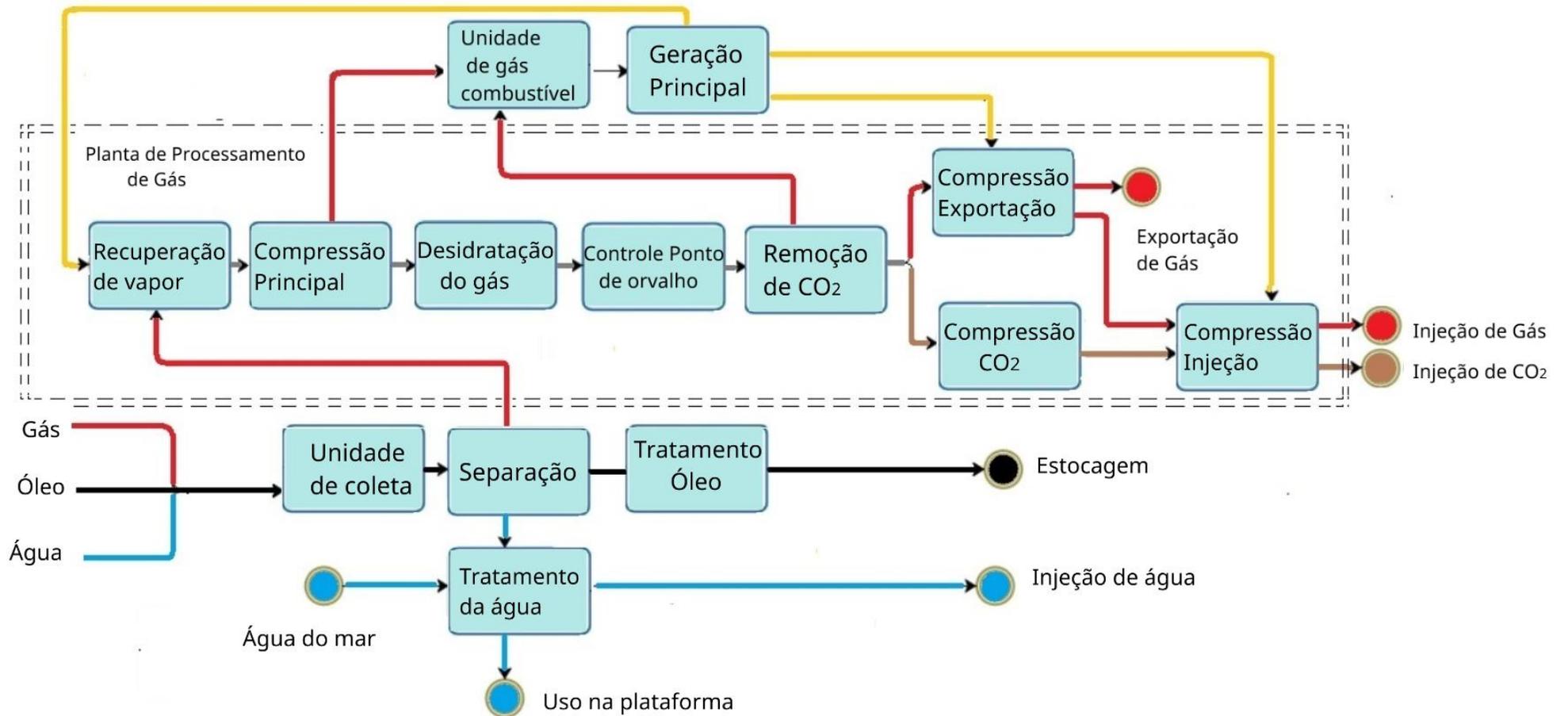
A separação *offshore* destas fases é necessária para maximizar a produção de óleo, e minimizar a quantidade de água e gás no escoamento, por razões econômicas e por requerimento do processo de produção. Na Figura 20 é apresentado um resumo dos principais processos de operação em uma FPSO. Basicamente, o petróleo cru é extraído de um ou mais poço e transferido para a plataforma via uma rede de dutos e um sistema coletor.

Na Unidade de Separação, o escoamento é separado em óleo, água e gás. O óleo separado passará por um tratamento inicial antes de ser enviado para os reservatórios.

As plataformas FPSO são equipadas com sistemas de armazenamento, que correspondem a grandes tanques onde o óleo é estocado no convés, antes de ser enviado para navios taques, ou diretamente enviado ao continente por meio de oleodutos.

Geralmente, as especificações técnicas para as capacidades de processamento do FPSO são projetadas de acordo com o campo de produção em que serão instaladas, considerando as características do reservatório (proporção gás / óleo, relação água / óleo, permeabilidade das rochas e assim por diante), propriedades do fluido extraído (características dos hidrocarbonetos), requisitos técnicos e decisões sobre implementações tecnológicas (GALLO et al., 2017).

Figura 20 Resumo das operações em uma FPSO.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O petróleo, por si só, tem baixo teor de água e um pequeno número de hidrocarbonetos leves em sua composição, mas seu processo de extração ocorre junto com a presença de água e gases. De acordo com Svalheim e King (2003) a separação *offshore* dessas três fases é necessária para maximizar a produção de petróleo e minimizar seu conteúdo de gás e água por razões econômicas e requisitos do processo de produção. A atividade de extração de óleo envolve a remoção de vários materiais, como gás, água, areia e sal, juntamente com o fluido do poço. Essas impurezas devem ser removidas do petróleo bruto antes de serem processadas nas refinarias ou usadas como combustível.

Na planta de processamento de gás o gás natural extraído e separado é submetido a uma série de processos de tratamento de acordo com sua finalidade final. O gás pode ser exportado para o continente, usado para injeção em poços, elevação (*lifting*) e usado nas plataformas para geração de energia. A operação de um FPSO com base em PROJETO BG-18 (2016), é resumidamente descrita abaixo como discutido em Gotelip *et al.*(2018):

- Extração e Distribuição: O petróleo bruto é extraído de um ou mais poços e transferido para uma rede de dutos e um sistema de coletores. Um sistema de válvulas entrega os fluidos para a unidade de separação.

- Separação e tratamento de óleo: Na unidade de separação, o fluido é separado em óleo, água e gás, por processo de gravidade, desidratação e aquecimento. O tratamento do óleo visa reduzir o teor de água do óleo até atingir o nível requerido para venda, geralmente avaliado pelo indicador BSW (*Bottom Sediments and Water*).

- Unidade de recuperação de vapor: Esta unidade inclui uma etapa de compressão seguida de condensação, absorção e adsorção. Esse sistema visa reduzir a emissão dos gases de efeito estufa e usar o gás recuperado nas próximas etapas da planta. Um compressor de parafuso compõe esse sistema com dois estágios acionados por um motor elétrico.

- Unidade de Compressão Principal: Na unidade de compressão principal há uma recompressão dos gases dos processos de separação de gás.

- Unidade de desidratação de gás: a desidratação de gás em plataformas *offshore* é convencionalmente alcançada por um sistema de absorção ou adsorção de glicol ou outro agente desidratante, como o metanol. Após a unidade de recompressão, é necessária uma etapa de desidratação para evitar que problemas de corrosão se formem hidratos nos tubos de gás e para atender às especificações de venda ou injeção.

- Sistema de controle do ponto de orvalho: Esta unidade foi projetada para inibir a formação de hidratos sólidos no escoamento do gás e, por padrão, eles executam um nível de

desidratação. Os condensados de hidrocarbonetos podem afetar o transporte de gás através dos dutos.

- Unidade de remoção de CO₂: A separação de CO₂ do gás natural é realizada por membranas para atender às especificações de exportação de gás.

- Compressão de Exportação de Gás: Quando possível, a maior parte do gás separado é vendida e exportada para o continente via gasodutos. A capacidade dos compressores e, portanto, seu consumo de energia, depende do escoamento de gás e da queda de pressão ao longo das linhas. Esse processo consiste em dois trens de compressor com dois estágios cada, acionados por motores de indução.

- Unidade de compressão de CO₂: Nesta unidade o CO₂ removido no processamento de petróleo e gás passa por dois trens de compressão paralelos com quatro estágios de compressão, um intercooler dos interruptores do tipo circuito impresso segue cada etapa. Uma turbina a gás alimenta cada trem de compressão.

- Compressão por injeção de gás: Esta unidade possui dois trens de compressão acionados por motores de indução para injetar o gás produzido nos reservatórios.

- Tratamento de água de utilidade: O sistema de tratamento de águas residuais remove o óleo e os resíduos sólidos do fluxo de água usando hidrociclones para atender às especificações para seu uso final. A água do mar é fornecida ao sistema, bombeada e processada no sistema de água de resfriamento. Uma grande parte é usada no processo de reinjeção de água no tanque de extração de óleo para manter a pressão do óleo e fornecer uma recuperação secundária do óleo.

- Sistema de gás combustível: durante o modo de operação da usina de gás, com a remoção de CO₂ através do sistema de membrana, o gás combustível deve ser levado ao lado do gás natural, a jusante das membranas. O gás combustível também pode ser coletado de qualquer estágio ou a jusante do sistema de compressão de exportação, se os fabricantes de turbinas exigirem mais pressão.

3.1.1.1 Unidade de Geração de Potência

Conforme indicado em Projeto BG-18 (2016) a geração de potência na plataforma é fornecida por módulos de três ou quatro de turbinas a gás, com capacidade de 25 MW cada. A operação padrão destes módulos ocorre com três destas turbinas operando com metade da carga nominal, enquanto uma das turbinas fica fora de operação, apenas para questões de segurança, podendo ser acionada se requisitada. Apesar da menor eficiência na conversão de

energia adotando tal estratégia de operação, este cenário assegura reserva de energia para picos de demanda e operação segura dos motores acionados.

Segundo Nguyen et al. (2016) esta é uma estratégia de operação comumente adotada em plataformas offshore, em que a demanda de energia é dividida entre turbinas a gás operando em paralelo, e geralmente muito distante do seu ponto de projeto.

O modelo das quatro turbinas a gás consideradas na análise desta tese é o Siemens SGT-600. Segundo informações de catálogo, a SGT-600 é utilizada de forma durável em ambientes industriais agressivos e condições operacionais realmente exigentes, tanto *onshore* quanto *offshore* (SIEMENS, 2010).

Turbinas Siemens são comumente utilizadas em aplicações *offshore* em plataformas FPSO. Nguyen *et al.* (2016) apresentaram em seu estudo a análise de quatro plataformas reais localizadas na Noruega, uma destas operando com três turbinas a gás Siemens SGT-500. Benato *et al.* (2015) avaliaram o sistema de geração de energia instalado na plataforma offshore de óleo e gás localizada em Draugen, operando com três turbinas a gás Siemens SGT-500, para suprir a demanda de energia elétrica a bordo. Barrera e Bazzo (2013) realizaram uma análise exergética e propuseram estratégias de recuperação de calor residual de uma plataforma FPSO brasileira, operando com turbinas a gás Siemens SGT-400.

3.1.1.2 Caracterização da Fonte térmica

Gotelip (2015) realizou um estudo da otimização da implantação de sistemas ORC em uma FPSO brasileira. Para isso foi realizada uma caracterização dos processos produtivos da planta utilizando o software ASPEN-HYSYS[®], de forma a avaliar o potencial da recuperação de calor a partir do aproveitamento de calor residual. O autor sugere que o maior potencial de geração de potência se dá pela recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina a gás na Unidade de Geração de Energia.

O autor realizou uma simulação da operação das turbinas Siemens SGT-600 para as condições de funcionamento padrão das plataformas, utilizando o software GATECYCLE[®] para caracterização da fonte de calor. O combustível das turbinas a gás é disponibilizado dos próprios processos da FPSO. Na Tabela 5 é apresentada a composição do gás combustível da plataforma e composição dos gases de exaustão, determinados da simulação. O resultado da simulação GATECYCLE para a turbina a gás é apresentado na Tabela 6.

Tabela 5 Composição dos gases turbina a gás.

Composição	Combustível [%Molar]	Gases de Exaustão [%Molar]
Oxigênio (O ₂)	-	16,23
Nitrogênio	0,56	75,53
Água	-	5,10
Dióxido de Carbono	3,0	2,24
Argônio	-	0,90
Metano	75,66	
Etano	10,97	
Propano	6,65	
n-Butano	1,55	
n-Pentano	0,31	
n-Hexano	0,08	
n-Heptano	0,02	
n-Octano	0,0036	

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 6 Avaliação da modelagem da turbina a gás.

Parâmetros	Dados Fabricante	Sim. GateCycle [100%]	Sim. GateCycle [50%]
Potência Produzida [MW]	24,80	24,80	12,59
Eficiência Global [%]	34,2	33,85	28,32
Vazão Mássica Exaustão [Kg/s]	80,4	78,82	78,18
Temp. gases Exaustão [°C]	543	565,38	394,76

Fonte: Elaborada pelo autor.

Uma vez determinados os parâmetros de pressão, temperatura, vazão mássica e composição molar dos gases de exaustão da operação da turbina (neste caso operando com 50% de sua capacidade) é caracterizada a fonte de calor na ferramenta de cálculo desenvolvida.

Desta forma permite-se utilizando a ferramenta, a determinação das propriedades termodinâmicas da fonte de calor e a avaliação do aproveitamento energético desta.

3.2 Concepção dos Ciclos

3.2.1 Modelagem termodinâmica do ciclo

As propriedades dos fluidos de trabalho, parâmetros de operação e a configuração do sistema térmico exercem um papel fundamental na eficiência termodinâmica e viabilidade econômica dos ciclos térmicos para geração de energia.

Uma programação computacional em MATLAB[®] que será descrita no capítulo seguinte, é utilizada para realização do balanço de massa e energia para determinação das propriedades termodinâmicas em cada equipamento dos ciclos.

As propriedades termodinâmicas são utilizadas para determinar as demandas energéticas em processos de transformação, tanto para avaliar suas variações em processos reversíveis quanto para determinar as irreversibilidades nos processos reais.

O balanço de massa e energia é aplicado em cada componente do ciclo. Para um volume de controle em regime permanente a situação da massa em seu interior e em suas fronteiras não se altera com o tempo, tem-se do balanço de energia a formulação:

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) = 0 \quad (1)$$

Na modelagem termodinâmica do ciclo foram assumidas as seguintes simplificações:

- A operação do ciclo ocorre sob regime permanente;
- Não há variação da energia potencial e da energia cinética do fluido de trabalho ao longo do ciclo;
- Não há perda de calor para o ambiente nas tubulações, na turbina, na bomba e nos trocadores de calor;
- Cálculos detalhados de perdas de pressão e transferência de calor no evaporador, recuperador e condensador, são considerados no modelo de cálculo dos trocadores de calor desenvolvido (SHAH; SEKULIĆ, 2003).;
- Os trocadores de calor operam com fluxo em contracorrente (CHEN, 2015);
- As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são constantes ($\eta_b = \eta_t = 80\%$) para ciclos ORC e Rankine convencional. Nos ciclos S-CO₂ a eficiência da turbina é estabelecida como 93% e eficiência do compressor

89% (BAHADORMANESH; RAHAT; YARALI, 2017; DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004; SONG; GU, 2016).

- O fluido de trabalho na saída do condensador encontra-se como líquido saturado;
- Os diferentes *layouts* de ciclos S-CO₂ operam completamente na região supercrítica.

O ciclo Rankine convencional, assim como o ciclo ORC possui a mesma configuração básica, composto por seus componentes principais: bomba, evaporador, turbina, condensador e recuperador como mostrado na Figura 21. O fluido de trabalho é líquido saturado no término do processo de condensação (3-4), sendo em seguida comprimido na bomba (4-5). O fluido de trabalho, quando se faz o uso do recuperador de calor interno, recebe calor do fluxo expandido na turbina (2-3, 5-6) e em seguida entra no evaporador onde troca calor com o fluxo da fonte de calor até a condição de vapor.

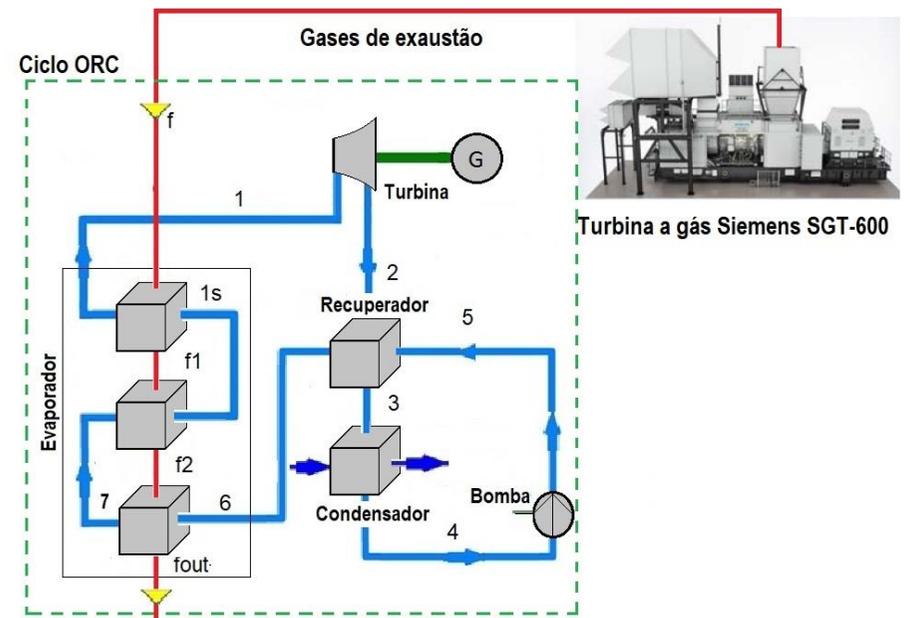
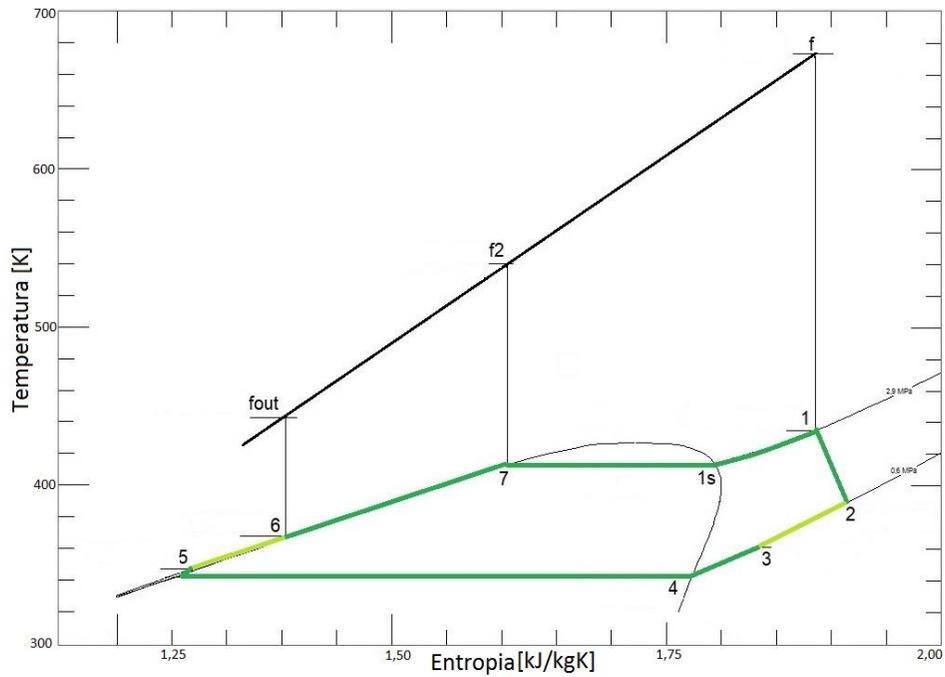
O evaporador é modelado como três trocadores de calor, cujos processos são representados por (6-7;7-1s e 1s-1). Finalmente o fluido de trabalho é expandido na turbina para geração de trabalho (1-2).

Os sistemas dos ciclos S-CO₂ foram apresentados no item 2.2.2. Diferentemente dos ciclos ORC e Rankine convencional, os ciclos S-CO₂ operam completamente na região supercrítica.

Desta forma, será descrito o ciclo S-CO₂ com recompressão (Figura 22). Na operação destes ciclos, inicialmente o CO₂ é aquecido no aquecedor (9-1), recuperando calor da fonte de calor. O fluido com a temperatura elevada e alta pressão, é expandido na turbina (1-2) gerando potência. O fluido em (2) troca calor no recuperador de alta temperatura, aquecendo o fluxo (7-8), deixando o recuperador na condição (3). O mesmo ocorre em seguida no recuperador de baixa temperatura.

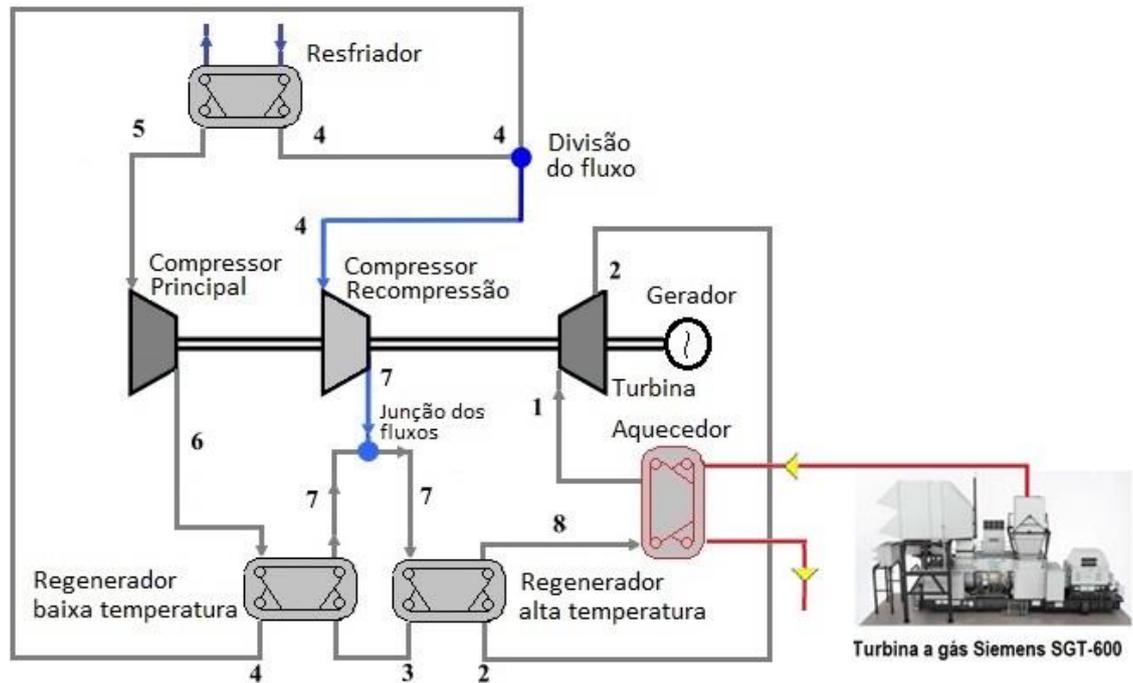
O fluido de trabalho após o recuperador de baixa temperatura, é dividido em duas correntes. A primeira tem sua temperatura reduzida no resfriador a água, (4-5) em seguida comprimida (5-6). O fluxo (6) é aquecido no recuperador até a condição (7). A segunda corrente é diretamente comprimida na recompressão até a mesma condição (7). As duas correntes agora em (7) recuperam calor até a condição de entrada do aquecedor (8).

Figura 21 Representação esquemática da recuperação de calor da turbina a gás.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 22 Ciclo S-CO₂ com recompressão.



Fonte: Elaborada pelo autor.

3.2.1.1 Trocadores de calor dos ciclos Rankine convencional e ORC

Nesta etapa será apresentada a metodologia de cálculo das propriedades e balanço de energia nos trocadores de calor do ciclo: evaporador, recuperador e condensador. A fonte de calor avaliada para operação dos ciclos ORC e S-CO₂ é o calor residual dos gases de escape das turbinas a gás, que operam no sistema de geração de energia da plataforma.

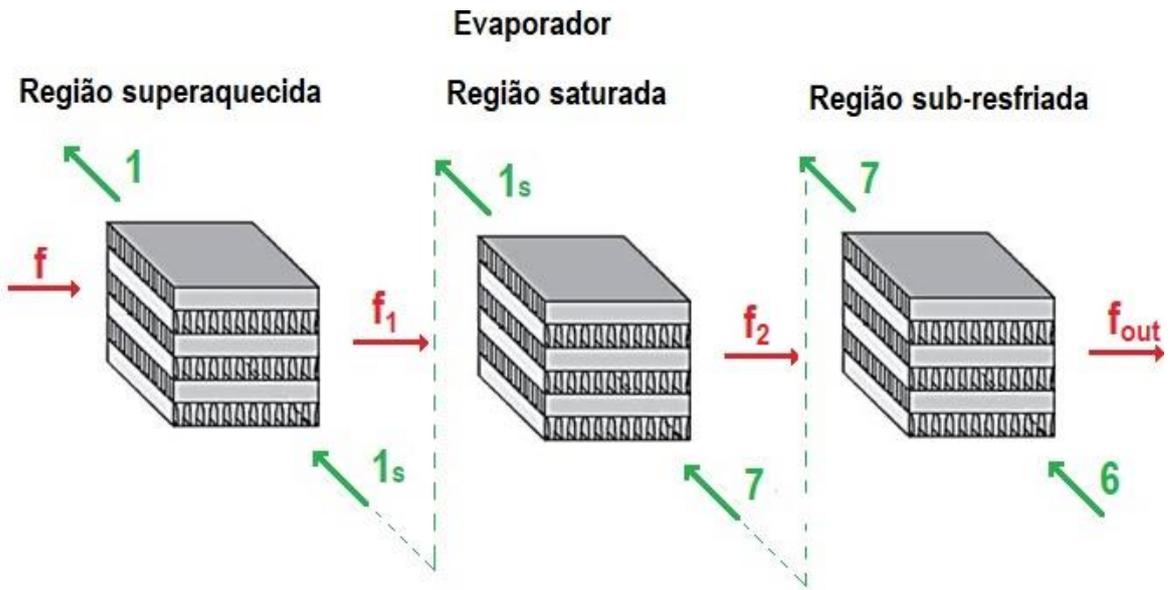
- Evaporador

No evaporador o gás de exaustão da turbina a gás transfere calor ao fluido dos ciclos ORC e Rankine. O fluido de trabalho entra no evaporador na condição de líquido. Neste caso o evaporador é dimensionado pelo método de múltiplas zonas como se fosse a união de três trocadores de calor adiabáticos de fluxo cruzado contracorrente em série, divididos em uma região sub-resfriada, região saturada e região superaquecida, como apresentado na Figura 23.

A área total do evaporador é o somatório destas três regiões

$$A_{evp} = A_1 + A_2 + A_3 \quad (2)$$

Figura 23 Representação do evaporador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

- Zona sub-resfriada

O fluido de trabalho deixa o recuperador de calor na condição de líquido e no evaporador (região sub-resfriada) receberá do fluido quente uma adição de calor sensível até a condição de líquido saturado. O balanço de energia e cálculo das propriedades é descrito pelas Eqs. 3 a 8. A representação da região sub-resfriada é apresentada na Figura 24.

$$\dot{Q}_{67} = \dot{m}(h_7 - h_6) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{f_2 f_{out}} = \dot{m}_o c_{p_{h_2}} (T_{f_2} - T_{f_{out}}) \quad (4)$$

$$c_{p_{f_1 f_{out}}} = \bar{c}_{p_h} = \left(\frac{c_{p_{f_2}} + c_{p_{f_{out}}}}{2} \right); \quad c_{p_{67}} = \bar{c}_{p_c} = \left(\frac{c_{p_6} + c_{p_7}}{2} \right) \quad (5)$$

$$\bar{k}_h = k_{f_2 f_{out}} = \left(\frac{k_{f_2} + k_{f_{out}}}{2} \right); \quad \bar{k}_c = k_{67} = \left(\frac{k_6 + k_7}{2} \right) \quad (6)$$

$$\bar{\mu}_h = \mu_{f_2 f_{out}} = \left(\frac{\mu_{f_2} + \mu_{f_{out}}}{2} \right); \quad \bar{\mu}_c = \mu_{67} = \left(\frac{\mu_6 + \mu_7}{2} \right) \quad (7)$$

$$\bar{\rho}_h = \rho_{f_2 f_{out}} = \left(\frac{\rho_{f_2} + \rho_{f_{out}}}{2} \right); \quad \bar{\rho}_c = \rho_{67} = \left(\frac{\rho_6 + \rho_7}{2} \right) \quad (8)$$

Figura 24 Representação da zona sub-resfriada do evaporador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Onde, \dot{m} é a vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo ORC, e o \dot{m}_o e c_{p_h} são a vazão mássica e o calor específico do óleo térmico, respectivamente. A diferença de temperatura final entre a fonte de calor o fluido de trabalho $\Delta T_o = (T_{f_{out}} - T_6)$ possui uma restrição imposta no modelo termodinâmico, não devendo ser inferior a 5K.

- Zona Saturada

O fluido de trabalho deixa a região sub-resfriada como líquido saturado, condição imposta para a metodologia de cálculo, onde na região saturada, ocorrerá adição de calor latente e mudança de fase à pressão e temperatura constante. A representação da região saturada é apresentada na Figura 25.

Figura 25 Representação da região saturada do evaporador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O balanço de energia e cálculo das propriedades é descrito pelas Eqs. 9 a 15.

$$\dot{Q}_{71s} = \dot{m}(h_{1s} - h_7) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{f_2f_1} = \dot{m}_o c_{p_{h2}} (T_{f_1} - T_{f_2}) \quad (10)$$

$$c_{p_{f_1f_2}} = \bar{c}_{ph} = \left(\frac{c_{p_{f_1}} + c_{p_{f_2}}}{2} \right); c_{p_{71s}} = \bar{c}_{pc} = \left(\frac{c_{p_7} + c_{p_{1s}}}{2} \right) \quad (11)$$

$$\bar{k}_h = k_{f_1f_2} = \left(\frac{k_{f_1} + k_{f_2}}{2} \right); \bar{k}_c = k_{71s} = \left(\frac{k_7 + k_{1s}}{2} \right) \quad (12)$$

$$\bar{\mu}_h = \mu_{f_1f_2} = \left(\frac{\mu_{f_1} + \mu_{f_2}}{2} \right); \bar{\mu}_c = \mu_{71s} = \left(\frac{\mu_7 + \mu_{1s}}{2} \right) \quad (13)$$

$$\bar{\rho}_h = \rho_{f_1f_2} = \left(\frac{\rho_{f_1} + \rho_{f_2}}{2} \right); \quad (14)$$

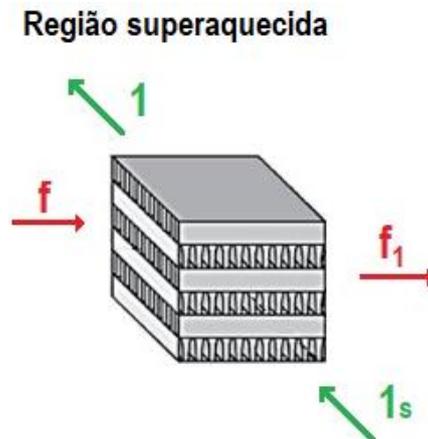
$$\bar{\rho}_h = \rho_{71s} = \rho_{1s} \cdot \rho_7 \cdot \log \left(\frac{\left(\frac{\rho_7}{\rho_{1s}} \right)}{(\rho_7 - \rho_{1s})} \right) \quad (15)$$

Um parâmetro importante para o projeto do evaporador, e de seu desempenho é a diferença mínima de temperatura entre os fluidos no trocador, determinada pelo ponto *pinch*, $PP = (T_{f_2} - T_7)$. O ponto *pinch* é uma das variáveis de entrada do modelo termodinâmico no processo de otimização do ciclo e dos componentes, e seu valor mínimo é limitado em 5K.

- Zona superaquecida

O fluido de trabalho após a região saturada será avaliado inicialmente na condição de líquido saturado, onde então na zona superaquecida absorverá calor a pressão constante até atingir o estado de vapor superaquecido na saída do evaporador. A representação da região saturada é apresentada na Figura 26.

Figura 26 Esquema da zona superaquecida do evaporador



Fonte: Elaborada pelo autor.

O balanço de energia e cálculo das propriedades é descrito pelas Eqs. 16 a 21.

$$\dot{Q}_{11s} = \dot{m}(h_1 - h_{1s}) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{ff_1} = \dot{m}_o c_{ph_3} (T_f - T_{f_1}) \quad (17)$$

$$c_{p_{ff_2}} = \bar{c}_{p_h} = \left(\frac{c_{p_f} + c_{p_{f_1}}}{2} \right); c_{p_{11s}} = \bar{c}_{p_c} = \left(\frac{c_{p_{1s}} + c_{p_1}}{2} \right) \quad (18)$$

$$\bar{k}_h = k_{ff_1} = \left(\frac{k_f + k_{f_1}}{2} \right); \bar{k}_c = k_{11s} = \left(\frac{k_{1s} + k_1}{2} \right) \quad (19)$$

$$\bar{\mu}_h = \mu_{ff_1} = \left(\frac{\mu_f + \mu_{f_1}}{2} \right); \bar{\mu}_c = \mu_{11s} = \left(\frac{\mu_{1s} + \mu_1}{2} \right) \quad (20)$$

$$\bar{\rho}_h = \rho_{ff_1} = \left(\frac{\rho_f + \rho_{f_1}}{2} \right); \bar{\rho}_c = \rho_{11s} = \left(\frac{\rho_{1s} + \rho_1}{2} \right) \quad (21)$$

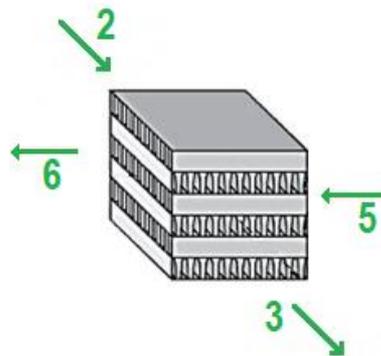
A temperatura final do superaquecimento (ponto 1) é uma variável de entrada do modelo de otimização. A diferença entre a temperatura da fonte de calor e a temperatura de superaquecimento $\Delta T_i = (T_f - T_1)$ deve ser superior a 10K.

- Recuperador

O recuperador de calor tem como finalidade recuperar calor do fluido de trabalho após expansão na turbina. Tendo em vista as características dos fluidos orgânicos, após a expansão estes se encontrarão na qualidade de vapor, é viável em muito dos casos a recuperação de calor. Permitindo desta forma um aquecimento preliminar do fluido de trabalho antes de ingressar no evaporador.

Na representação da Figura 27 o fluido de trabalho após expansão na turbina (2-3) cede calor ao fluido que deixa a bomba (5-6), diminuindo a carga térmica do condensador e por consequência do evaporador.

Figura 27 Representação do recuperador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para o fluido a ser pré-aquecido (lado frio) o fluxo de calor é dado pela Eq. 22:

$$\dot{Q}_{56} = \dot{m}(h_6 - h_5) \quad (22)$$

O fluido superaquecido (lado quente) tem um fluxo de calor dado pela Eq. 23:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (23)$$

As propriedades médias do fluido orgânico tanto para lado quente, quanto para lado frio foram calculadas a partir das condições de pressão e temperaturas já conhecidas de entrada e de saída do recuperador.

$$c_{p_{23}} = \overline{c_{p_h}} = \left(\frac{c_{p_2} + c_{p_3}}{2} \right); \quad c_{p_{56}} = \overline{c_{p_c}} = \left(\frac{c_{p_5} + c_{p_6}}{2} \right) \quad (24)$$

$$\overline{k_h} = k_{23} = \left(\frac{k_2 + k_3}{2} \right); \quad \overline{k_c} = k_{56} = \left(\frac{k_5 + k_6}{2} \right) \quad (25)$$

$$\overline{\mu_h} = \mu_{23} = \left(\frac{\mu_2 + \mu_3}{2} \right); \quad \overline{\mu_c} = \mu_{56} = \left(\frac{\mu_5 + \mu_6}{2} \right) \quad (26)$$

$$\overline{\rho_h} = \rho_{23} = \left(\frac{\rho_2 + \rho_3}{2} \right); \quad \overline{\rho_c} = \rho_{56} = \left(\frac{\rho_5 + \rho_6}{2} \right) \quad (27)$$

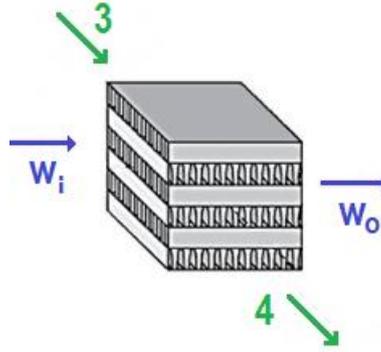
Na modelagem termodinâmica do recuperador de calor é restringida a diferença de temperatura terminal entre os fluxos do equipamento em 5K, $\Delta T_{rec} = (T_3 - T_5) \geq 5$. A utilização deste equipamento não é assegurada em todos os casos verificados, estando condicionada a uma avaliação do efeito do equipamento no desempenho global do ciclo. No processo de otimização a efetividade do recuperador é uma variável de entrada do modelo termodinâmico, definindo desta forma as demais propriedades termodinâmicas dos fluxos de saída do equipamento, no balanço de energia. A efetividade do trocador é definida por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} C_{p_{liq}} (T_6 - T_5)}{\dot{m} C_{p_v} (T_2 - T_5)} \quad (28)$$

- Condensador

O condensador é resfriado por água com as mesmas características e condições de operação do sistema de arrefecimento da FPSO. Na modelagem do ciclo o fluido orgânico se encontra como líquido saturado na saída do condensador. A Figura 28 representa a operação do equipamento. O condensador é avaliado como um único trocador de calor em fluxo cruzado. No modelo termodinâmico a pressão de condensação do ciclo é determinada em função da temperatura de condensação (T_4), que no caso é um dado de entrada do modelo termodinâmico.

Figura 28 Representação do condensador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Realizando o balanço térmico, tem-se o fluxo de calor:

$$\dot{Q}_{34} = \dot{m}_h(h_3 - h_4) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{w_i-o} = \dot{m}_w c_{p_w}(T_{w_o} - T_{w_i}) \quad (30)$$

Onde \dot{m}_w e c_{p_w} são a vazão mássica da água e calor específico a pressão constante da água, respectivamente.

As propriedades termodinâmicas do fluido estão em função da temperatura média ($\overline{T_{cd}}$) e da pressão de trabalho (P_{cd}). Para este caso a água escoa dentro do tubo a pressão atmosférica (101,3 kPa). Deste modo as propriedades são:

$$c_p, k, \mu, Pr = f(T, P)$$

$$c_{p_{34}} = \overline{c_{p_h}} = \left(\frac{c_{p_3} + c_{p_4}}{2} \right); c_{p_{w_i-o}} = \overline{c_{p_c}} = \left(\frac{c_{p_{w_i}} + c_{p_{w_o}}}{2} \right) \quad (31)$$

$$\overline{k_h} = k_{34} = \left(\frac{k_3 + k_4}{2} \right); \overline{k_c} = k_{w_i-o} = \left(\frac{k_{w_i} + k_{w_o}}{2} \right) \quad (32)$$

$$\overline{\mu_h} = \mu_{34} = \left(\frac{\mu_3 + \mu_4}{2} \right); \overline{\mu_c} = \mu_{w_i-o} = \left(\frac{\mu_{w_i} + \mu_{w_o}}{2} \right) \quad (33)$$

$$\overline{\rho_h} = \rho_{34} = \left(\frac{\rho_3 + \rho_4}{2} \right); \overline{\rho_h} = \rho_{w_i-o} = \left(\frac{\rho_{w_i} + \rho_{w_o}}{2} \right) \quad (34)$$

As restrições quanto aos limites de temperatura no condensador determinam que as diferenças de temperaturas entre os fluxos na entrada (ΔT_i), e da mesma forma na saída (ΔT_o), do equipamento não devem ser inferiores a 5K. O ponto *pinch* não deve ser inferior a 5K.

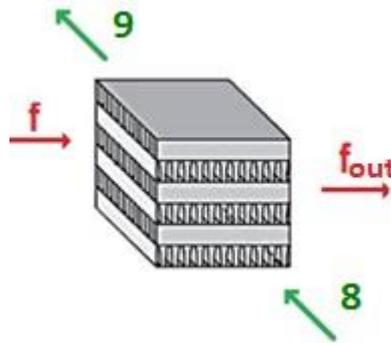
3.2.1.2 Trocadores de calor ciclos S-CO₂

No ciclo S-CO₂ toda operação do ciclo ocorre na região supercrítica. O equacionamento do balanço de energia no equipamento, determinando a quantidade de calor trocado, assim como a determinação das propriedades ($c_p, k, \mu, Pr = f(T, P)$) em função da temperatura e pressão de operação seguem o mesmo equacionamento demonstrado nos equipamentos anteriores. Desta forma não serão repetidas neste item.

- Aquecedor

O aproveitamento de calor da fonte térmica ocorre no aquecedor, não havendo mudança de fase do fluido de trabalho. Desta forma o equipamento é avaliado como somente uma região, a supercrítica, diferentemente dos ciclos anteriores. O fluxo de CO₂ (8-9) recupera calor da fonte, antes da expansão na turbina, Figura 29.

Figura 29 Representação do aquecedor.



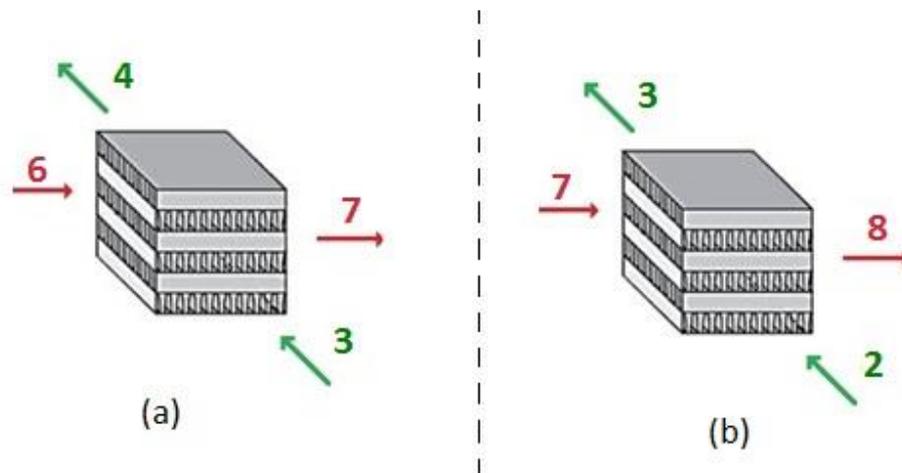
Fonte: Elaborada pelo autor.

A diferença da temperatura da fonte de calor na saída do aquecedor ($T_{f_{out}}$) e temperatura do fluido de trabalho (T8) na entrada do equipamento não deve ser inferior a 5K. Esta temperatura é determinada no modelo de cálculo por meio da efetividade do equipamento, cujo valor é limitado a 97%.

- Recuperador de Calor

Nos recuperadores de calor de alta temperatura e baixa temperatura, parte da energia do fluido após a expansão na turbina é recuperada pelo fluxo de CO₂ de alta pressão, proveniente da compressão. Diferentemente dos ciclos Rankine, ambos os fluxos nos recuperadores se encontram como gás. Figura 30.

Figura 30 Representação dos regeneradores HTR e LTR dos ciclos S-CO₂.



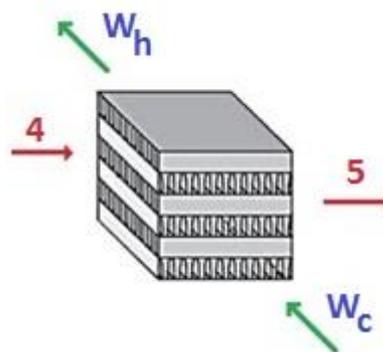
Fonte: Elaborada pelo autor.

No recuperador de calor HTR, a diferença de temperatura $\Delta T_{HTR} = (T_2 - T_7)$ deve ser superior a 5K. Da mesma forma no trocador LTR, a diferença $\Delta T_{LTR} = (T_3 - T_6)$ não deve ser inferior a 5K. As diferenças de temperatura nestes equipamentos são variáveis de entrada do modelo computacional para otimização dos ciclos S-CO₂

- Resfriador

Como os ciclos S-CO₂ operam completamente na região supercrítica, a redução da temperatura do fluido de trabalho (T_4 a T_5), previamente à compressão, ocorre no resfriador, não havendo condensação. No equipamento o fluxo de CO₂ resfriado por água com as mesmas características e condições de operação do sistema de arrefecimento da FPSO, Figura 31.

Figura 31 Representação do resfriador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

3.2.1.3 Turbina

O processo de expansão (1-2) é o estágio onde ocorre a geração de trabalho, sendo a eficiência isentrópica o parâmetro que estabelece inicialmente o desempenho do equipamento. A potência gerada na turbina pode ser matematicamente expressa por:

$$\eta_{is_t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{is_t}} \quad (35)$$

$$\eta_{is_t} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}} \quad (36)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{is_t} \times \eta_t = \dot{m}(h_1 - h_{2s}) \times \eta_{is_t} \quad (37)$$

Sendo (h_{2is}) a entalpia do fluido de trabalho na saída da turbina considerando uma expansão isentrópica. A eficiência isentrópica do equipamento definida como 80%. Nos ciclos S-CO₂ a eficiência do equipamento é definida como 93% segundo Dostal; Driscoll e Hejzlar (2004).

3.2.1.4 Bomba

De maneira análoga à turbina, a modelagem termodinâmica da bomba é restrita à eficiência isentrópica do equipamento. O trabalho consumido pela bomba pode ser equacionado como:

$$\eta_{is_b} = \frac{\dot{W}_{is_b}}{\dot{W}_b} \quad (38)$$

$$\eta_{is_b} = \frac{h_{5is} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (39)$$

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{W}_{b,ideal}}{\eta_b} = \frac{\dot{m}(h_{5is} - h_4)}{\eta_b} \quad (40)$$

Sendo (h_{5is}) a entalpia do fluido de trabalho na saída da bomba considerando uma compressão isentrópica. A eficiência isentrópica do equipamento definida como 80%.

3.2.1.5 Compressor

Nos ciclos S-CO₂ a elevação da pressão do fluido de trabalho ocorre por meio do compressor. A modelagem termodinâmica também se restringe a eficiência isentrópica do equipamento, sendo o trabalho do compressor definido como:

$$\eta_{isc} = \frac{\dot{W}_{isc}}{\dot{W}_c} \quad (41)$$

$$\eta_{isb} = \frac{h_{6is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (42)$$

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{c,ideal}}{\eta_c} = \frac{\dot{m}(h_{6is} - h_5)}{\eta_c} \quad (43)$$

Sendo (h_{5is}) a entalpia do fluido na saída do compressor para uma compressão isentrópica. A eficiência isentrópica do equipamento definida como 89% segundo Dostal; Driscoll e Hejzlar (2004).

3.2.1.6 Rendimento termodinâmico dos ciclos

A definição de rendimento térmico pode ser considerada como a eficiência baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, pois as definições apresentadas sempre contêm uma relação entre dois termos de energia.

O rendimento térmico dos ciclos Rankine pode ser indicado por:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{evp}} \quad (44)$$

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \dot{W}_b \quad (45)$$

Enquanto o rendimento térmico dos ciclos S-CO₂:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{evp}} \quad (46)$$

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \sum \dot{W}_c \quad (47)$$

Como nos ciclos S-CO₂, diferentes layouts podem operar com mais de um compressor, a definição de trabalho líquido do ciclo deve considerar o somatório das potências dos compressores.

3.2.2 Seleção do fluido de trabalho ciclo ORC

Como comentado anteriormente, a seleção do fluido de trabalho nos ciclos ORC é um fator determinante para garantir um bom desempenho do ciclo. O modelo computacional proposto nesta tese para análise dos ciclos ORC, permite a seleção de uma vasta gama de fluidos de trabalho, estes presentes na biblioteca de dados do software REFPROP[®].

Os fluidos de trabalho são categorizados por Bap e Zhao (2013) em sete classes principais: hidrocarbonetos; perfluorocarbonetos; siloxanos; éteres; álcoois; perfluorocarbonetos e hidrocarbonetos de cadeia linear parcialmente substituídos por flúor.

Na avaliação da aplicação de ciclos ORC em FPSO, Gotelip et al. (2018) sugere que os fluidos mais indicados para operação nas plataformas seriam os fluidos de trabalho das classes halogenadas (com átomos de hidrogênio parcial ou totalmente substituídos por átomos de flúor). Esses fluidos são considerados inertes e estáveis, com uma estrutura molecular complexa e com um nível significativo de ODP (geralmente igual a zero). Embora não ofereçam as melhores condições termodinâmicas para a aplicação avaliada, estes são recomendados por garantirem o nível de segurança requerido nas FPSO.

De maneira oposta, hidrocarbonetos, éteres e álcoois devem ser desconsiderados devido às suas características de inflamabilidade. Os fluidos siloxanos e inorgânicos não apresentaram bom desempenho termodinâmico para as fontes de calor analisadas e foram desconsiderados no processo de otimização (GOTELIP et al., 2018).

Os fluidos de trabalho de trabalho largamente usados comercialmente são o R245fa, Solkatherm, Pentano, e Octametiltrisiloxano (OMTS) (DESAI; BANDYOPADHYAY, 2016; DOSTAL; DRISCOLL; HEJZLAR, 2004). Para temperaturas acima de 250 °C o pentano, OMTS e tolueno seriam as escolhas mais assertivas, porém devido às restrições quanto a segurança na plataforma seu uso é restrito.

A otimização da operação do ciclo ORC para recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina a gás das FPSO, avaliados nessa tese, foi realizada considerando apenas o fluido R245fa, por questões de segurança. Além do fato de esse ser um fluido comumente utilizado comercialmente, buscando dessa forma avaliar soluções mais viáveis comercial e operacionalmente. Embora, o R245fa seja um fluido isentrópico, e mais indicado para fontes de baixa e média temperatura, com temperatura crítica de 427,16 K e pressão crítica 3651 kPa.

3.3 Otimização dos Ciclos

Neste item são apresentados os conceitos básicos de otimizações multiobjetivo e a aplicação desta metodologia para avaliar as operações com ciclos Rankine, ORC e S-CO₂.

3.3.1 Otimização multiobjetivo

Van Veldhuizen e Lamont (2000) definem formalmente o conceito de otimização multiobjetivo, em termos matemáticos, como a otimização multiobjective que minimiza (ou maximiza) os componentes de um vetor $f(x)$, sendo x um vetor variável de decisão de n dimensões, $x=(x_1, \dots, x_n)$ de um universo S .

Segundo Akatsuka (2001), para um problema de otimização com “ n ” parâmetros, visa-se encontrar uma série de maneiras de como ajustar os parâmetros “ x ” tais que os valores das funções objetivos sejam aceitáveis, ou tão bom quanto possíveis, ou em algum sentido ótimos. Idealmente uma série de soluções é encontrada, e esta irá ilustrar o equilíbrio entre os objetivos.

O “Ótimo de Pareto”, apresentado em Pareto (1896), fornece um significado preciso para a “curva de equilíbrio ideal”, permitindo uma definição de otimização para um problema multiobjetivo. A curva de equilíbrio deve ser interpretada como o ideal de uma otimização multiobjetivo. Pode-se interpretar a definição no sentido que um ponto é um “ótimo de Pareto”, se não houver outro ponto no espaço de busca que seja melhor em todos os objetivos (LEYLAND, 2002).

Alternativamente, isso significa que se um ponto é um “ótimo de Pareto”, movendo-se a partir deste ponto qualquer outro ponto viável irá proporcionar pelo menos um objetivo menos favorável. A formulação de otimização de Pareto leva ao conceito de uma “frente de ótimos de Pareto”, que é o conjunto de todos os pontos de ótimos de Pareto em um espaço de busca. (LEYLAND, 2002).

3.3.2 Variáveis de otimização dos ciclos

Para avaliação e otimização dos parâmetros de operação dos ciclos termodinâmicos, a ferramenta computacional desenvolvida nesta tese é integrada ao software comercial ModeFrontier®, que possui algoritmos de otimização já implementados do próprio software. Para cada caso de estudo a que possa ser utilizado a ferramenta, é permitido a definição das funções objetivos, de forma a contemplar de maneira satisfatória a análise esperada.

Para a análise da operação dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂ para recuperação de calor em FPSO, foi proposta uma otimização multiobjetivo, em que as funções objetivos definidas são: maximizar a geração de potência líquida nos ciclos e minimizar as áreas de transferência de calor.

As variáveis de otimização são as propriedades determinadas no modelo matemático como condições de entrada para combinação dos parâmetros da simulação multiobjetivo. Estas variáveis são determinadas de acordo com o modelo computacional, sendo estas a princípio as variáveis necessárias para descrever termodinamicamente a operação dos ciclos, e assim sendo de grande influência para sobre o desempenho destes.

As variáveis de otimização no modelo de cálculo dos ciclos Rankine e ORC são as mesmas, uma vez que configurações de equipamentos são basicamente equivalentes. Assim, as condições de entrada que definirão o ciclo são: a diferença de temperatura no evaporador (*ponto pinch*), superaquecimento, pressão de evaporação, efetividade do recuperador de calor e a geometria dos trocadores de calor de circuito impresso.

Nos ciclos S-CO₂ as variáveis que determinam o ciclo e também parâmetros de entrada para otimização são: a efetividade do evaporador, pressão na saída da turbina, pressão na saída do compressor, a temperatura na entrada da turbina, temperatura na entrada do compressor, a diferença de temperatura no recuperador de calor de alta temperatura, diferença de calor no recuperador de baixa temperatura, a razão de pressão na pré-compressão e compressão intermediária e a geometria dos trocadores de calor de circuito impresso.

Como discutido em Gotelip (2015) uma distribuição fatorial entre as variáveis de otimização é realizada para a verificação de diferentes combinações de parâmetros de projeto. O resultado desta distribuição constitui a população inicial do algoritmo genético de otimização. O algoritmo genético é executado para um número determinado de gerações, estabelecendo desta forma o número de simulações, que correspondem ao conjunto de elementos resultante da combinação dos parâmetros do projeto avaliados.

A distribuição fatorial dos parâmetros para os ciclos Rankine e ORC é mostrada na Tabela 7.

Tabela 7 Variáveis de otimização ciclos Rankine e ORC

Variável	Níveis
Ponto <i>pinch</i> evaporador	3
Ponto <i>pinch</i> condensador	3
Superaquecimento	3
Pressão de evaporação	3
Efetividade	3
Geometria dos trocadores	3
População inicial	729

A distribuição fatorial dos parâmetros para os ciclos S-CO₂ é mostrada na Tabela 8.

Tabela 8 Variáveis de otimização ciclos S-CO₂.

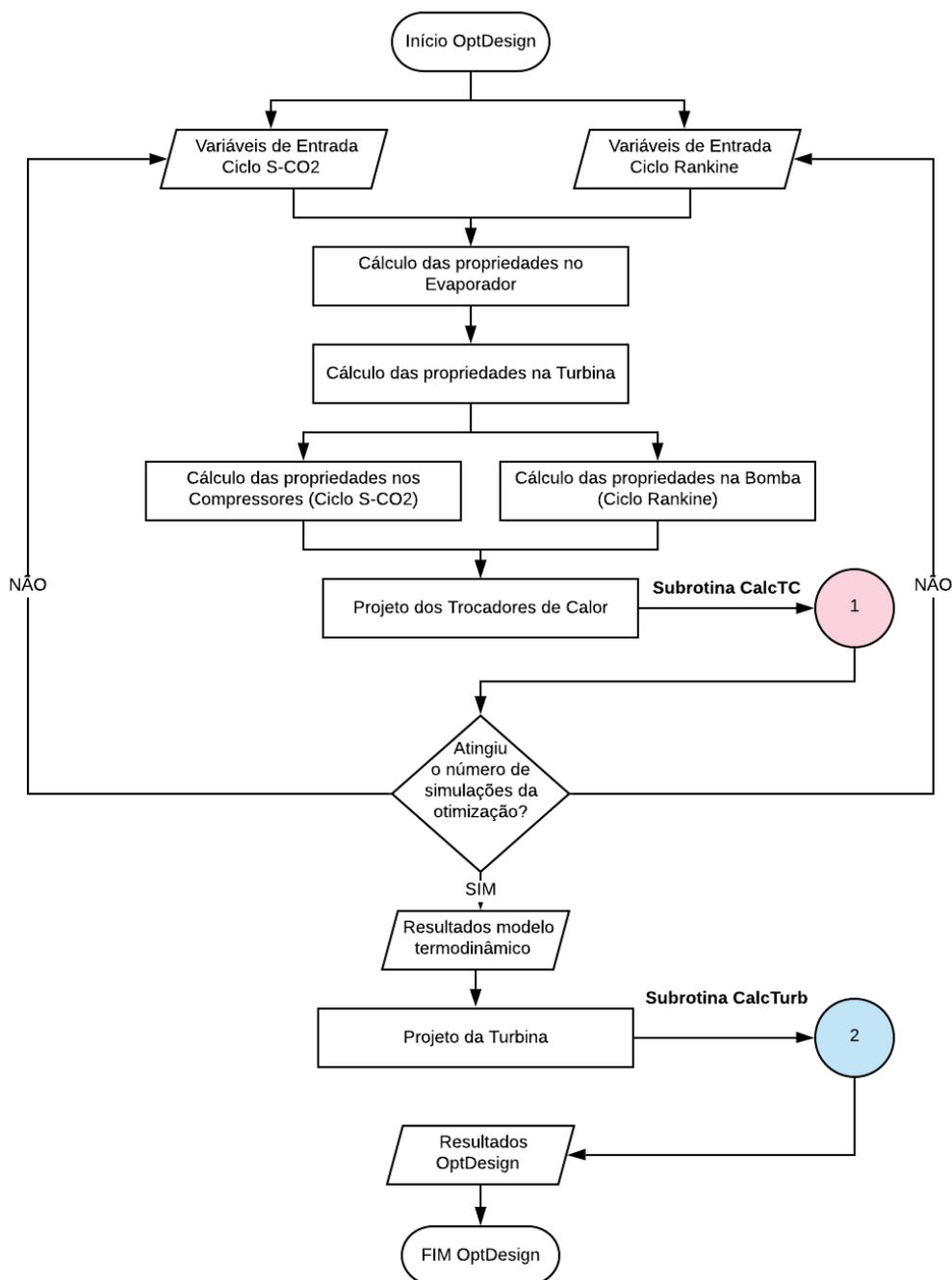
Variável	Níveis
Efetividade do evaporador	3
Pressão na saída da turbina	3
Pressão na saída do compressor	3
Temperatura na entrada da turbina	3
Temperatura na entrada do compressor	3
Diferença de temperatura HTR	3
Diferença de temperatura LTR	3
Razão de pressão (PRc)	3
Geometria trocadores	3
População inicial	19683

O fato de as configurações quanto a equipamentos e operação dos ciclos S-CO₂ serem mais complexas, estes ciclos requerem maior número de variáveis para definir termodinamicamente as condições e propriedades do ciclo. Desta forma, no processo de otimização as grandezas de população inicial, e conseqüentemente o número de simulações para investigar esse espaço, será muito maior que nos ciclos Rankine e convencionais.

4. MODELAGEM DA FERRAMENTA COMPUTACIONAL

Neste capítulo é apresentada elaboração da ferramenta computacional OptDesign, desenvolvida para a avaliação dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂. A ferramenta é compilada na linguagem computacional MATLAB, e sua sequência de operações é apresentada na Figura 32.

Figura 32 Descrição da operação do programa Optdesign.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O programa OptDesign em sua estrutura principal Figura 32, é modelado para a realização do balanço de massa e energia em cada um dos equipamentos dos ciclos, permitindo a determinação das propriedades termodinâmicas em cada um dos componentes, para cada condição de operação avaliada.

Os parâmetros de entrada no programa, são as condições das variáveis de otimização apresentadas no subíndice 3.3.2. A partir destas é possível a realização dos cálculos das propriedades, usando como biblioteca de dados o programa refprop.

Após a determinação dos balanços em cada equipamento, o programa OptDesign recorre à subrotina de cálculos CalcTC para o projeto dos trocadores de calor do ciclo, cujo fluxograma da operação é representado pela Figura 33.

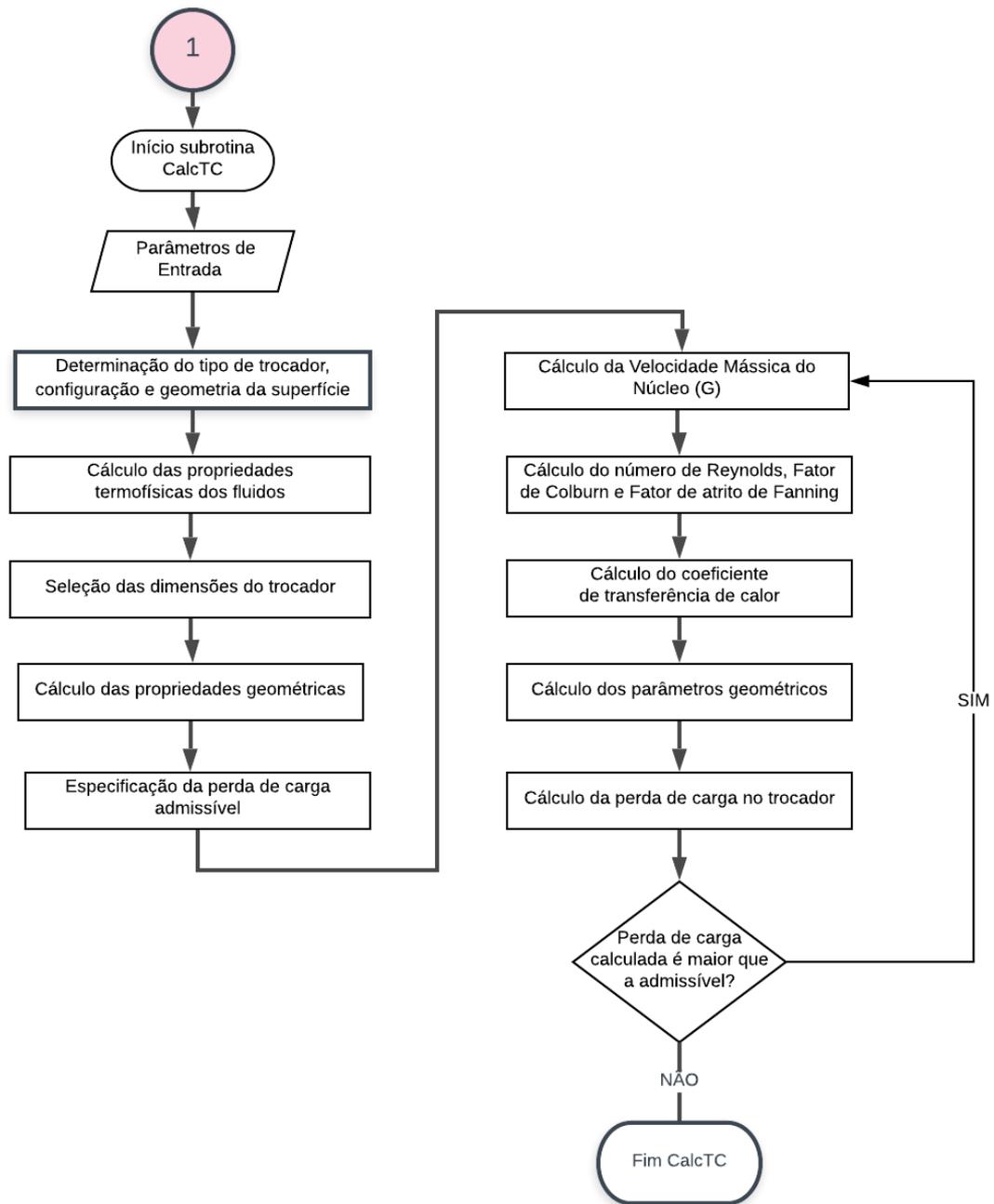
Na subrotina CalcTC é executada as rotinas de cálculo para especificação dos trocadores de calor, determinando seu dimensionamento assim como as propriedades termodinâmicas dos fluidos nestes equipamentos. A metodologia dos cálculos utilizadas na subrotina é apresentada em 4.1.

Os de entrada da subrotina CalcTC são os parâmetros de operação especificados no modelo termodinâmico de OptDesign. Na sequência cabe definir o tipo de trocadores de calor será a avaliada, entre trocador de placa aletada, e trocadores TCCI. A subrotina se baseia na definição inicial da perda de carga admissível ao projeto. Desta forma o programa passa a executar os modelos de cálculos dos parâmetros geométricos e termodinâmicos até que a perda de carga calculada seja inferior à especificada.

Os resultados do projeto dos trocadores são agregados ao programa principal, o qual retomará novos dados de entrada em OptDesign, até que se atinja o número de simulações definidos pelo modelo de otimização. A subrotina CalcTC é muito importante uma vez que a especificação geométrica dos trocadores definirão a área total de troca de calor dos ciclos, sendo esta uma das funções objetivos da otimização.

Após atingido o número de simulações especificadas, o programa principal tem os resultados do modelo termodinâmico e os resultados dos projetos dos trocadores de calor. Dos resultados termodinâmicos é feita uma avaliação da turbina para cada uma das condições de operação definidas utilizando a subrotina CalcTurb.

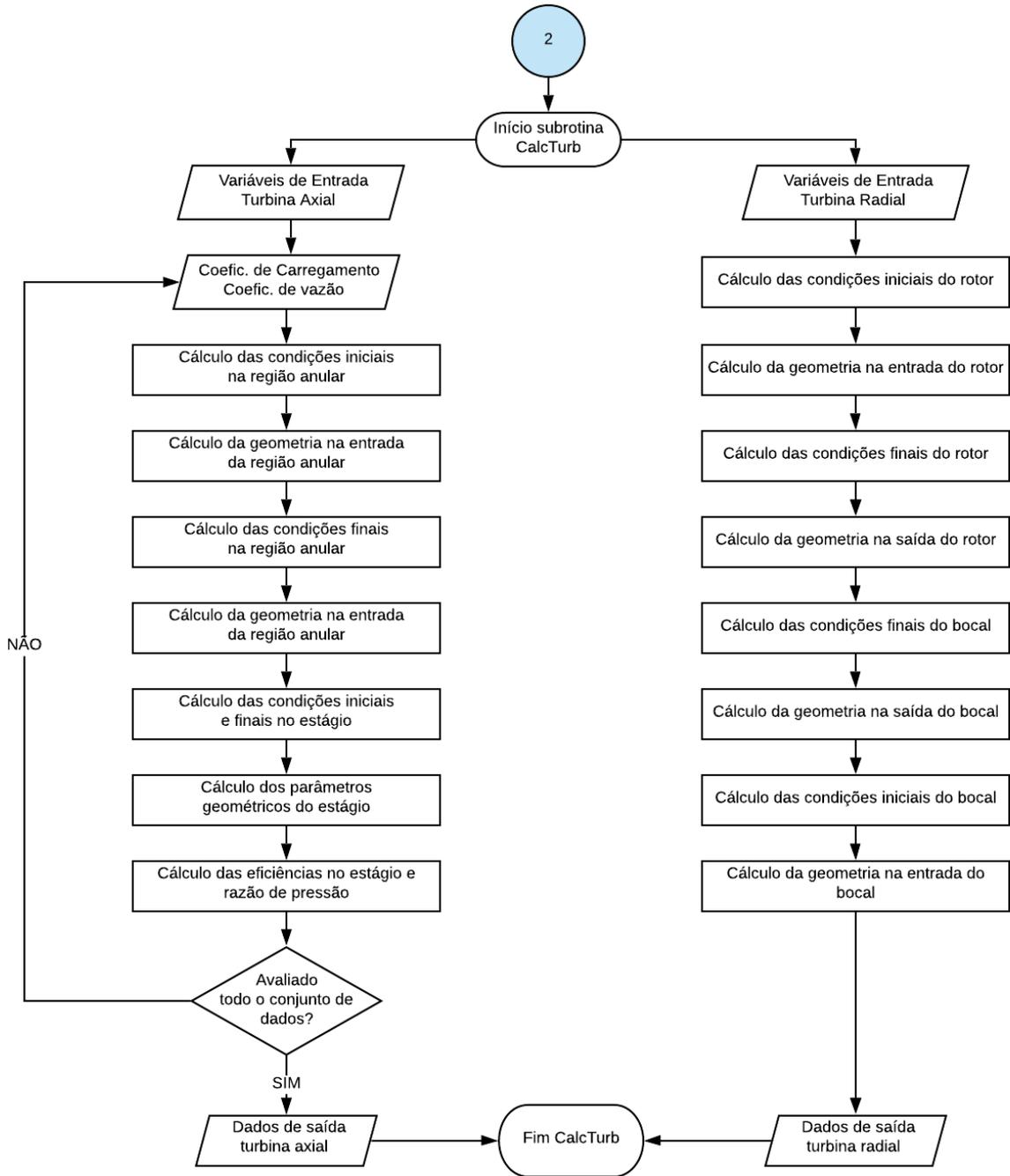
Figura 33 Descrição da operação da subrotina CalcTC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Em CalcTurb é realizado o cálculo unidimensional de turbinas radiais e axial permitindo a determinação das características do escoamento ao longo da linha de corrente média. A subrotina permite estimar as principais dimensões e forma geral do expensor para as condições de desempenho esperadas segundo condições de operação dos ciclos estudados. Os principais procedimentos de CalcTurb são apresentados na Figura 34.

Figura 34 Descrição da operação da subrotina CalcTurb.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1 Projeto do Trocador de Calor

A metodologia utilizada em CalcTC, descrita neste capítulo é baseada nos modelos de projetos de trocador de calor apresentados em Shah e Sekulic (2003). Desta forma, visando uma parametrização para validação dos resultados, a metodologia dos cálculos segue em sua maior parte a metodologia dos autores citados.

O dimensionamento de trocadores de calor compactos conta com várias análises prévias de decisões, como a seleção do tipo e geometria básica do trocador para cada fluxo, condições de operação, manutenção, capacidade de fabricação e tempo de vida útil esperado para o trocador.

A metodologia utilizada para o problema de dimensionamento após uma análise prévia é reduzida à determinação da dimensão do núcleo ou do trocador, para uma performance desejada de transferência de calor e perda de carga. Esta análise também pode ser reorganizada para um problema de classificação, por tentativas de especificação das dimensões, calculando o desempenho obtido e comparando com a performance especificada. No entanto, fugas e fluxos by-pass não são significantes em trocadores de placa-aletada e tubo-aletado.

O método de solução pode ser simplificado, favorecendo a convergência do método para estes trocadores, alterando os dados de entrada segundo as características da superfície, fazendo incluir a relação j/f vs. Re para a superfície de cada lado do escoamento. Este método é realizado em adição as características da relação dissociada ($j \times Re$) e ($f \times Re$).

Esta relação entre transferência de calor e atrito do escoamento passa a ser avaliada como uma derivação da equação da velocidade mássica no núcleo proposta por Kays e London, (1998). Uma vez determinada a velocidade mássica no núcleo, a solução do problema de dimensionamento ocorre de forma iterativa.

- Equação da Velocidade Mássica no Núcleo

A relação entre o calor trocado no equipamento e a perda de carga, é dada pela equação da velocidade mássica no núcleo (G). A partir da quantidade de calor requerida (e portando da efetividade do trocador, ϵ) e conhecendo as taxas de capacidade de calor em cada lado do fluxo (conhecendo C^*), o NTU (Número de Unidades Térmicas global) é determinado para o arranjo de escoamento do trocador selecionado. A condutância global, em uma aproximação inicial, é dada por:

$$\frac{1}{U \cdot A} \approx \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \quad (48)$$

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{ntu_h(C_h/C_{min})} + \frac{1}{ntu_c(C_c/C_{min})} = \frac{C^*}{ntu_h} + \frac{1}{ntu_c} \quad (49)$$

Onde a segunda igualdade é para $C_c = C_{min}$.

η_o Eficiência do trocador de calor para cada lado do fluido.

A partir do NTU determinado, é necessário calcular ntu_h e ntu_c da equação, de própria experiência ou suposição. Se ambos os fluidos são gases ou ambos os fluidos são líquidos, pode-se considerar que o design é balanceado (ou seja, as resistências térmicas estão distribuídas aproximadamente em igualdade no lado quente e lado frio).

Neste caso, $C_c \approx C_{min}$, e

$$ntu_h \approx ntu_c \approx 2NTU \quad (50)$$

Alternativamente, se há líquido em um lado e gás em outro lado, considera-se 10% a resistência térmica no lado líquido:

$$0.10 \left(\frac{1}{UA} \right) = \frac{1}{(\eta_o hA)_{liq}} \quad (51)$$

Substituindo a Eq. (51) na Eq. (48), sendo $C_c = C_{gas} = C_{min}$ e $C_h = C_{liq}$, é possível determinar ntu_{gas} e com isto, subsequentemente, substituindo na Eq. (49), tem-se:

$$ntu_{gas} = 1.11NTU \quad ntu_{liq} = 10C^* \cdot NTU \quad (52)$$

O ntu em cada lado do fluxo é relacionado ao fator de Colburn j , como a seguir:

$$ntu = \frac{\eta_o hA}{\dot{m}c_p} = \eta_o \frac{h}{G} \frac{A}{c_p} = \eta_o j \cdot P^{-2/3} \frac{A}{A_o} = \eta_o j \cdot P^{-2/3} \frac{L}{r_h} \quad (53)$$

A perda de pressão no núcleo do trocador, em cada lado do fluido, é dada pela equação:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + k_c) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m - (1 - \sigma^2 + k_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (54)$$

g_c : Constante de proporcionalidade na segunda Lei de Newton, $g_c = 1$.

Substituindo L/r_h da equação (4.6), na equação (4.7) e simplificando, a velocidade mássica no núcleo G é reduzido à:

$$G = (2g_c \Delta p)^{1/2} \left[\frac{f}{j} \frac{ntu}{\eta_o} Pr^{2/3} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m + 2 \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i} \right) + (1 - \sigma^2 + k_c) \frac{1}{\rho_i} - (1 - \sigma^2 + k_e) \frac{1}{\rho_o} \right] \quad (55)$$

k_c, k_e : Coeficiente de contração na entrada e na saída do trocador, respectivamente.

A Eq. (55) é uma equação da velocidade mássica no núcleo na forma mais generalizada do que a fornecida por Kays e London, (1998), o qual considera apenas o primeiro termo entre as chaves na equação anterior. Uma vez que os três últimos termos entre as chaves são geralmente muito pequenos, estes podem ser desprezadas em função de outras aproximações já mencionadas. Neste caso a equação (55) se reduz à:

$$G = \left[\frac{2g_c}{\left(\frac{1}{\rho} \right)_m \cdot Pr^{2/3}} \cdot \frac{\eta_o \Delta p}{ntu} \left(\frac{j}{f} \right) \right]^{1/2} \quad (56)$$

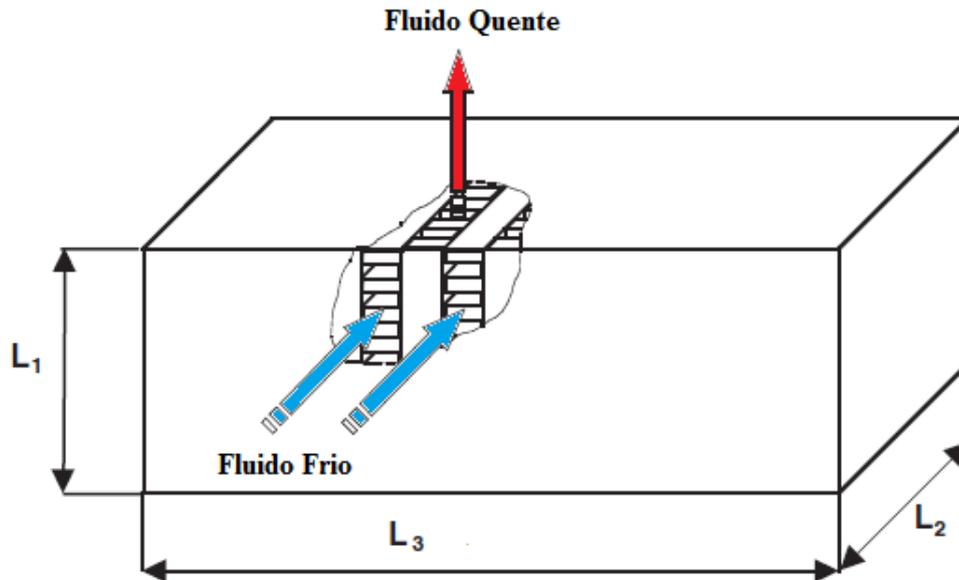
A característica que torna a Eq. (56) muito útil é o fato de que a relação (j/f) é pouco dependente do número de Reynolds para a maioria das superfícies com aletas, segundo Kays e London (1998).

4.1.1 Dimensionamento de Trocadores Compactos

Em trocadores de calor de placas planas aletadas e de fluxo contracorrente, para se determinar as dimensões do núcleo em um lado do escoamento (A_{fr} , e L) não são fixadas as dimensões da corrente oposta do escoamento. Neste caso, o projeto do equipamento é avaliado simultaneamente em ambos os lados do escoamento.

Na Figura 35 é representada esquematicamente a operação do trocador de calor compacto do tipo superfície estendida, de placas aletadas e fluxo cruzado, que está sendo avaliado.

Figura 35 Trocador compacto de placas e fluxo cruzado.



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulié (2003).

A metodologia para dimensionamento do trocador de calor de placas aletada, com fluxo cruzado é apresentada a seguir tal como propostos em Shah; Sekulié (2003)

1- Avaliar-se a temperatura média do fluido, e as propriedades termofísicas em cada lado do escoamento, além de determinar a temperatura de saída do fluido, para uma determinada quantidade de calor trocado, dado por:

$$q = (\dot{m}c_p)_1 \cdot (T_{1,i} - T_{1,o}) = (\dot{m}c_p)_2 \cdot (T_{2,o} - T_{2,i}) \quad (57)$$

Se a efetividade do trocador é especificada, as Eqs. (58 e 59) são utilizadas para calcular a temperatura de saída.

$$T_{1,o} = T_{1,i} - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_1} (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (58)$$

$$T_{2,o} = T_{2,i} - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_2} (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (59)$$

Na primeira iteração é estimado um valor de c_p para determinar a temperatura de saída na Eq. (57). Subsequentemente, determinam-se as temperaturas médias nos dois lados do escoamento.

Com os valores de temperatura média calculados, determinam-se os c_p 's para cálculo da temperatura de saída. Uma nova iteração poderá ser feita caso necessário, e em seguida determina-se μ, c_p, k, Pr e ρ para cada lado do escoamento.

2- Calcular C^* e ε (quando é conhecida a quantidade de calor) e determinar NTU da expressão de ε -NTU, utilizando de resultados gráficos ou tabelados para o tipo de arranjo de escoamento selecionado. A influência da condução de calor longitudinal, se houver, é desprezada na primeira iteração, uma vez que não é conhecida nesta etapa a dimensão do trocador.

3- Determinar ntu em cada lado do escoamento pelas aproximações discutidas nas Eqs. (50 e 52), a menos que possa ser estimado diferentemente (ao invés da distribuição de resistência térmica 50:50% ou 90:10%) de experiência prévia.

4- Para a superfície selecionada, em cada lado do escoamento, é necessário plotar a curva j/f vs. Re de acordo com as características da superfície, e obter o valor médio aproximado de j/f sobre todo intervalo do número de Reynolds. Um valor médio de j/f preciso não é necessário, uma vez que corresponde a uma aproximação para estimar inicialmente o valor de G . Para trocadores aletados, considerar o valor de $\eta_o = 0,80$ a menos que um melhor valor possa ser estimado baseado em experiência prévia.

5- Calcular G da Eq. (56) em cada lado do escoamento, utilizando as informações do primeiro passo ao quarto, e especificar os valores da diferença de pressão (Δp).

6- Calcular o número de Reynolds, e determinar os fatores j e f para cada lado de escoamento, de acordo com os dados de projeto de cada superfície. Os dados de *design* podem ser na forma de gráficos, equações ajustadas às curvas, ou equações empíricas generalizadas.

As equações utilizadas neste estudo são descritas pela metodologia de Manglik; Bergles, (1995) a seguir:

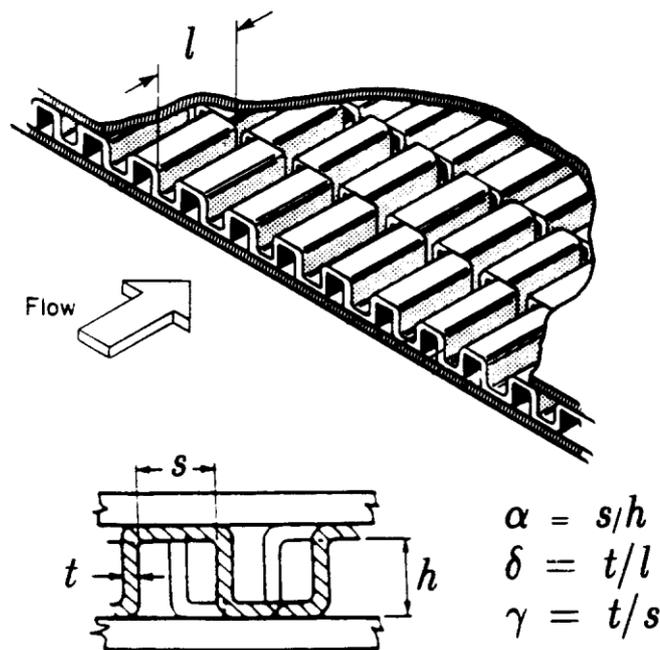
Segundo os autores, Manglik e Bergles, (1995) das diferentes geometrias de aletas descritas, as aletas de faixa deslocada (*offset strip fin*) são amplamente utilizadas. Estas possuem alto grau de compacidade superficial, e permite aumento substancial de transferência de calor. Tipicamente a maioria destas superfícies estão dispostas na direção do escoamento, como mostrado esquematicamente na Figura 36. A geometria desta superfície é descrita pelo comprimento da aleta (l), altura (h), espaçamento transversal (s) e espessura (t). O espaçamento da aleta é geralmente uniforme e igual ao espaçamento de meia aleta; um deslocamento não uniforme irá introduzir uma variável geométrica adicional. Além disso, as irregularidades de fabricação, como bordas rebatadas, imperfeições de ligação e rugosidade da placa de separação, também influenciam nas características do escoamento e na transferência de calor em núcleos de permutadores de calor reais.

Nos casos de aletas com espaçamento uniforme, os parâmetros adimensionais que descrevem a geometria da superfície são: $\alpha = s/h$, $\delta = t/l$, $\gamma = t/s$

Desta forma, para a avaliação dos trocadores de calor de placas aletadas, foram consideradas apenas as geometrias de superfícies com aletas de faixa deslocada. Para avaliar os efeitos de diferentes atributos geométricos em superfícies com aletas de faixa deslocada, MANGLIK e BERGLES, (1995) analisaram dados experimentais de transferência de calor de 18 diferentes núcleos, fornecidos por Kays e London (1984); Shah e Sekulić (2003); Waiters (1969) em seus estudos.

Segundo Manglik e Bergles (1995), o coeficiente de transferência de calor e coeficiente de atrito destas 18 superfícies com aletas de faixa deslocada (*offset strip fin*) foram analisados e revelou-se que estes são afetados pelos parâmetros geométricos, α , δ e γ juntamente com o número de Reynolds.

Figura 36 Descrição da geometria de um núcleo de aleta de faixa deslocada.



Fonte: Modificado de Manglik e Bergles, (1995).

O resultado dos estudos de Manglik e Bergles (1995) foi o desenvolvimento de equações que descrevem o comportamento assintótico dos dados nas regiões laminar e completamente turbulenta. Essas assíntotas foram combinadas para formar correlações preditivas únicas para f e j , conforme dado pelas respectivas equações:

$$f = 9,6243(Re^{-0,7422})(\alpha^{-0,1856})(\delta^{0,3053})(\gamma^{-0,2659})[1 + 7,699 \cdot 10^{-8} \cdot (Re^{4,429})(\alpha^{0,920})(\delta^{3,767})(\gamma^{0,236})]^{0,1} \quad (60)$$

$$j = 0,6522(Re^{-0,5403})(\alpha^{-0,1541})(\delta^{0,1499})(\gamma^{-0,0678})[1 + 5,269 \cdot 10^{-5} \cdot (Re^{1,340})(\alpha^{0,504})(\delta^{0,456})(\gamma^{-1,055})]^{0,1} \quad (61)$$

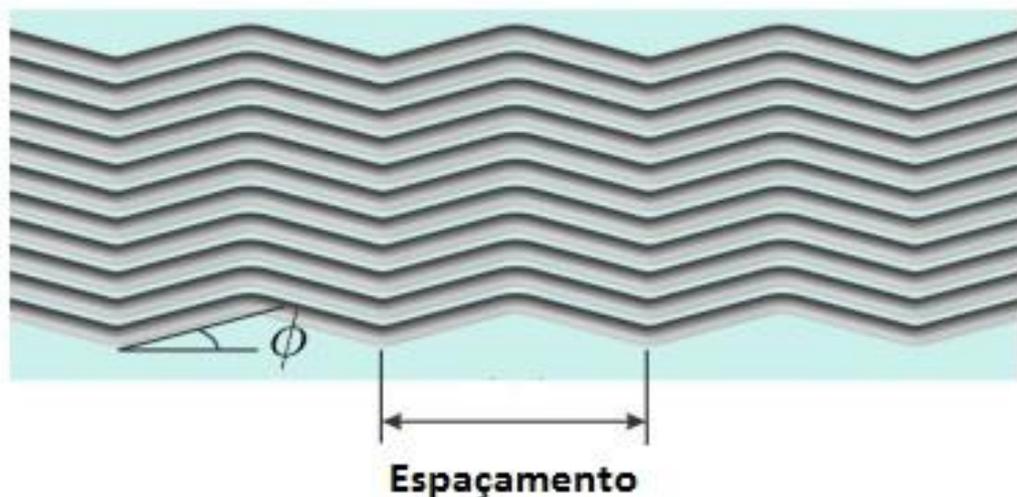
As Eqs. (60 e 61) representam os dados continuamente nas reações de fluxo laminar, transição e turbulenta. A subrotina computacional CalcTC conta com os dados das características dimensionais das diferentes configurações geométricas avaliadas por Manglik e Bergles, (1995) que são equivalentes tanto para trocadores TCPA quanto trocadores TCCI.

Desta forma a ferramenta desenvolvida permite avaliar as diferentes configurações, buscando a melhor alternativa para cada condição de aplicação.

Para trocadores TCCI a configuração geométrica do canal em zigzag aumenta a transferência de calor com moderado incremento de perdas por fricção. Alguns modelos de canais semicirculares em zigzag são apresentadas em Chen (2015).

A subrotina de CalcTC para circuito impresso, baseia-se no proposto por Kim, (2012). A geometria do canal zigzag é determinada pelo ângulo do espaçamento e comprimento do espaçamento, como apresentado na Figura 37. Kim (2012) realizou estudos tanto numéricos quanto experimentais para trocadores TCCI operando com canais zigzag em alta pressão, trabalhando com hélio, e desenvolveu as correlações de perda de carga para esses trocadores com diferentes geometrias de ângulo de espaçamento e comprimento do espaçamento.

Figura 37 Geometria Canal zigzag TCCI



Fonte: Modificado de:Chen (2015).

Tanto o fator de Fanning quanto o número de Nusselt são dependentes do número de Reynolds e podem ser relacionados como:

$$f \cdot Re = 15,78 + b_1 Re^{b_2} \quad (62)$$

$$Nu = 4,089 + b_3 Re^{b_1} \quad (63)$$

Para Reynolds na faixa $300 < Re < 2500$ os coeficientes anteriores são listados na Tabela 9 para diferentes ângulos de espaçamento do canal, diâmetros hidráulicos dos canais e comprimento do espaçamento ao longo da direção do escoamento

Tabela 9 Constantes das correlações de Kim (2012) para canais zigzag

Ângulo	b_1	b_2	Erro Fator de Fanning	b_3	b_4	Erro N° Nusselt
Diâmetro hidráulico = 0,922 mm e espaçamento 24,6 mm						
5°	0,0019	1,1187	1,84%	0,00036	1,18213	0,52%
10°	0,01775	0,90795	1,32%	0,0022	0,99841	0,46%
15°	0,06455	0,81021	1,10%	0,00544	0,91361	1,85%
20°	0,08918	0,8136	0,88%	0,00894	0,86708	1,59%
Diâmetro hidráulico = 1,222 mm e espaçamento 24,6 mm						
5°	0,0034	1,0502	2,34%	0,00071	1,10341	3,02%
10°	0,02342	0,8863	1,94%	0,00314	0,96567	0,48%
15°	0,06677	0,81258	1,59%	0,0083	0,86054	0,44%
20°	0,12748	0,78473	1,36	0,01703	0,79007	1,80%

Fonte: Modificado de: CHEN (2015).

7- Determinar o coeficiente de transferência de calor para cada lado do escoamento a partir do número de Nusselt (Nu) ou pelo coeficiente de Colburn (j) utilizando a equação:

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D_h} \quad \text{ou} \quad h = j \cdot G c_p Pr^{\frac{2}{3}} \quad (64)$$

Subsequentemente, determinar a eficiência da aleta (η_f) e a eficiência da superfície estendida (η_o):

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \text{ com } m = \left(\frac{hP}{k_f A_k} \right)^{1/2} \quad \text{ou} \quad \left(\frac{2h}{k_f \delta} \right)^{1/2} \quad (65)$$

$$\eta_o = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \quad (66)$$

Onde P é o perímetro molhado; A_k é a área através da seção da aleta e δ é a espessura. Deve-se também calcular a resistência térmica da parede, como:

$$R_w = \frac{\delta_w}{A_w k_w} \quad (67)$$

Na primeira iteração é determinado U_1 para o fluido do lado 1, de acordo com a equação:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(\eta_o h)_1} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_1} + \frac{\alpha_1/\alpha_2}{(\eta_o h_f)_2} + \frac{\alpha_1/\alpha_2}{(\eta_o h)_2} \quad (68)$$

onde, $\alpha_1/\alpha_2 = A_1/A_2$, $\alpha = A/V$, e V é o volume total do trocador e os subscritos 1 e 2 denotam os lados 1 e 2 do escoamento.

Sendo L_1 e L_2 os comprimentos dos fluxos, e N_p e $N_p + 1$ os números de passes dos fluidos 1 e 2 respectivamente, assim, o volume entre as placas em cada lado é:

$$V_{p,1} = L_1 L_2 (b_1 N_p) \text{ e } V_{p,2} = L_1 L_2 b_1 (N_p + 1) \quad (69)$$

Após incluir o volume ocupado pelas placas ou as partes de separação, o volume total do trocador é:

$$V = [b_1 N_p + b_2 (N_p + 1) + 2\delta_w (N_p + 1)] L_1 L_2 \quad (70)$$

As áreas de transferências de calor em cada lado de escoamento são:

$$A_1 = \beta_1 V_{p,1}, \quad A_2 = \beta_2 V_{p,2} \quad (71)$$

Em trocadores de placas aletadas, os α' s, relação entre área de transferência de calor de um lado do escoamento (A_1), dividido pelo volume total do trocador (V), são relacionados aos β' s pelas equações a seguir:

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{V} = \frac{A_1}{L_1 A_{fr,1}} = \frac{4 A_{0,1}/D_{h,1}}{A_{fr,1}} = \frac{4\sigma_1}{D_{h,1}} = \frac{b_1 \cdot \beta_1}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad (72)$$

De forma similar:

$$\alpha_2 = \frac{A_2}{V} = \frac{b_2 \cdot \beta_2}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad (73)$$

Os termos β_1 e β_2 são denominadas *densidades de superfície de área*, para cada lado de escoamento, baseado no *volume unitário* entre as placas. Esses termos são geralmente fornecidos pelas características básicas da geometria.

A relação α pode ser obtida utilizando as definições de diâmetro hidráulico ($D_{h,1} = 4 A_{o,1} L_1 / A_1$) e σ_1 da equação:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{A_{o,1}}{A_{fr,1}} = \frac{A_{o,1} \cdot L_1}{A_{fr,1} \cdot L_1} = \frac{A_1 \cdot D_{h,1} / 4}{V} = \frac{V_{p,1} \cdot \beta_1 \cdot D_{h,1} / 4}{V} \\ &= \frac{L_1 L_2 (b_1 N_p) \cdot \beta_1 \cdot D_{h,1} / 4}{[b_1 N_p + b_2 (N_p + 1) + 2\delta_w (N_p + 1)]} \approx \frac{b_1 \cdot \beta_1 \cdot D_{h,1} / 4}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \end{aligned} \quad (74)$$

$$\sigma_2 = \frac{b_2 (N_p + 1) \cdot \beta_2 \cdot D_{h,2} / 4}{[b_1 N_p + b_2 (N_p + 1) + 2\delta_w (N_p + 1)]} \approx \frac{b_2 \cdot \beta_2 \cdot D_{h,2} / 4}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad (75)$$

Assim:

$$\alpha_1 = \frac{b_1 \cdot \beta_1}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad \alpha_2 = \frac{b_2 \cdot \beta_2}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} \quad (76)$$

Na Eq. (68) a *resistência térmica na parede* é ignorada na primeira iteração uma vez que não é conhecido ainda o comprimento do trocador, (A_w/A_1 , não é conhecido). Na segunda iteração e nas subsequentes, U_1 é calculado por:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(\eta_o h)_1} + \frac{1}{(\eta_o h_f)_1} + \frac{\delta_w A_1}{k_w A_w} + \frac{A_1/A_2}{(\eta_o h_f)_2} + \frac{A_1/A_2}{(\eta_o h)_2} \quad (77)$$

Onde as áreas necessárias A_1/A_2 e A_1/A_w são determinadas das geometrias calculadas na iteração anterior.

8- Neste passo são calculadas as dimensões do núcleo do trocador. Na primeira iteração, é utilizado NTU calculado no passo 2. Para as iterações subsequentes, é calculado o parâmetro de condução longitudinal λ . Conhecendo ε , C^* , e λ . Determinar o valor correto de NTU utilizando as equações a seguir:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + NTU (1 + \lambda \Phi) / (1 + \lambda \cdot NTU)} \quad (78)$$

$$1 - \varepsilon = \frac{1 - C^*}{\Psi \exp(r_1) - C^*} \quad (79)$$

A área A_1 é determinada de NTU e utilizando U_1 do passo 7 e conhecendo C_{min} .

$$A_1 = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U_1} \quad (80)$$

E então

$$A_2 = \frac{A_2}{A_1} A_1 = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} A_1 \quad (81)$$

A área de fluxo livre A_o é determinada utilizando \dot{m} e G :

$$A_{o,1} = \left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_1 \quad A_{o,2} = \left(\frac{\dot{m}}{G}\right)_2 \quad (82)$$

$$A_{fr,1} = \frac{A_{o,1}}{\sigma_1} \quad A_{fr,2} = \frac{A_{o,2}}{\sigma_2} \quad (83)$$

Os valores de σ_1 e σ_2 são geralmente específicos da superfície, ou podem ser calculados das Eqs. (74) e (75), como segue, utilizando as propriedades geométricas estabelecidas:

$$\sigma_1 = \frac{b_1 \cdot \beta_1 \cdot D_{h,1}/4}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} = \frac{\alpha_1 \cdot D_{h,1}}{4} \quad \therefore \quad \sigma_2 = \frac{b_2 \cdot \beta_2 \cdot D_{h,2}/4}{b_1 + b_2 + 2\delta_w} = \frac{\alpha_2 \cdot D_{h,2}}{4} \quad (84)$$

O termo após a segunda igualdade em cada equação provém da definição de α 's da Eq. (76).

Nesta etapa são determinados os comprimentos de fluxos para cada lado de escoamento:

$$L_1 = \left(\frac{D_h A}{4A_0}\right)_1 \quad L_2 = \left(\frac{D_h A}{4A_0}\right)_2 \quad (85)$$

Uma vez que $A_{fr,1} = L_2 L_3$ e $A_{fr,2} = L_1 L_3$, tem-se que:

$$L_3 = \frac{A_{fr,1}}{L_2} \quad e \quad L_3 = \frac{A_{fr,2}}{L_1} \quad (86)$$

Assim, o comprimento L_3 pode ser determinado da definição de $A_{fr,1}$ e $A_{fr,2}$ e conhecendo L_1 e L_2 , e deve ser idêntico. Na realidade, pode haver valores minimamente diferentes de L_3 , devido erros de arredondamentos nas iterações. Neste caso considera-se o valor médio.

9- Calcular a perda de carga em cada lado do escoamento. Inicialmente são determinadas as massas específicas dos fluidos na entrada e saída do trocador ρ_i e ρ_o , para cada fluxo. O volume específico médio em cada lado é calculado a partir de:

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}\right) \quad (87)$$

Na sequência, os coeficientes de perda pela entrada e saída, são obtidos da Figura 36 para determinado σ , R_e e geometria de passagem de fluxo na entrada do escoamento. O coeficiente de atrito em que cada lado de fluxo é corrigido para os efeitos de variação das propriedades utilizando as Eqs: (84) ou (85).

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^n \quad e \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{T_w}{T_m}\right)^m \quad \text{para gases} \quad (88)$$

$$\frac{Nu}{Nu_{cp}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^n \quad e \quad \frac{f}{f_{cp}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^m \quad \text{para líquidos} \quad (89)$$

Os subscritos cp denotam propriedades constantes, m e n são constantes empíricas apresentadas em Shah e Sekulić (2003). Notar que T_w e T_m são temperaturas absolutas, e T_w é calculada por:

$$T_{w,h} = T_{m,h} - (R_h + R_{h,f})q \quad T_{w,c} = T_{m,c} - (R_c + R_{c,f})q \quad (90)$$

Em que os variados termos de *resistência térmica* são definidos pela equação

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= R_h + R_{h,f} + R_w + R_{c,f} + R_c \\ &= \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h_f A)_c} + \frac{1}{(\eta_o hA)_c} \end{aligned} \quad (91)$$

A perda de carga no núcleo em cada lado do escoamento é calculada por:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[\begin{aligned} &(1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \\ &-(1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \end{aligned} \right] \quad (92)$$

10- Se os valores de perda de carga estão compatíveis com a especificação de entrada, a solução do Problema de Dimensionamento está completa. Refinamentos nas dimensões do núcleo podem ser realizados, como utilizar apenas números inteiros nos números de passagens.

Se os valores de perda de carga estão acima do limite estabelecido inicialmente, um novo valor para velocidade mássica no núcleo (G) para cada fluido deve ser calculado, utilizando a Eq. (55), em que Δp , é o valor especificado de entrada, e f , K_c , K_e e dimensões geométricas provém das iterações prévias.

11- Realizar iterações do passo 1 ao 4 até que a transferência de calor e perda de pressão estejam de acordo com a precisão especificados.

12- Se a influência da condução de calor longitudinal for relevante, o *parâmetro de condução longitudinal* λ_h, λ_c , assim outros grupos adimensionais apropriados serão calculados baseados na geometria do núcleo, a partir do processo de iteração, e das condições de operação impostas.

4.1.2 Validação dos Trocadores de Calor

A metodologia do projeto de trocadores de calor demonstrada anteriormente é fundamentada no estudo de Shah e Sekulié (2003), e segue as recomendações do autor. Para os cálculos das geometrias dos trocadores do ciclo ORC, desenvolveu-se um programa em MATLAB[®] seguindo a metodologia apresentada.

Para validação do programa de cálculo dos trocadores, foram comparados os resultados obtidos, para uma mesma condição apresentada por Shah e Sekulié (2003). Foi considerado para esta validação, um projeto básico para dimensionamento do núcleo de um trocador de placa aletada, de fluxo cruzado e de um único passe. O fluido escoando no trocador é o ar, em ambos os lados. As condições de operação são apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10 Parâmetros de operação

	Lado Fluido Quente	Lado Fluido Frio
Temperatura entrada [°C]	900	200
Pressão entrada [kPa]	160	200
Vazão mássica [kg/s]	1,66	2,00
Perda de carga máxima [kPa]	9,05	8,79

Fonte: Elaborada pelo autor.

A efetividade do trocador é considerada um dado de entrada, $\varepsilon = 0,8381$.

As características da geometria do trocador:

Espaçamento entre as aletas: $b_h = 2,49 \text{ mm}$

Diâmetro Hidráulico: $D_h = 0,00154 \text{ mm}$

Razão entre área do fluxo de troca de calor e volume, entre as placas:

$$\beta_h = 2254 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Espessura da aleta: $\delta_h = 0,102 \text{ mm}$

Relação entre área frontal e área total do trocador: $\frac{A_f}{A} = 0,785$

Condutividade térmica da aleta: $k_{f_h} = 18 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Espessura da placa: $\delta_{w_h} = 0,5 \text{ mm}$

Os resultados gerados no programa CalcTC, utilizando a metodologia de SHAH e SEKULIÉ (2003), convergem até a condição final demonstrada na Tabela 11. Observa-se que os erros são muito pequenos.

Tabela 11 Comparação dos resultados finais

	SHAH (2003)	CalcTC	Desvio	Erro relativo
$L_h [m]$	0,300	0,302	-0,002	0,67%
$L_c [m]$	0,297	0,301	-0,004	1,35%
$L_3 [m]$	1,003	0,988	0,015	1,50%
$A_{fr_h} [m^2]$	0,3009	0,2984	0,0025	0,83%
$A_{fr_c} [m^2]$	0,2978	0,2974	0,0005	0,16%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Se os valores de perda de carga estão acima do limite estabelecido inicialmente, um novo valor para velocidade mássica no núcleo (G) para cada fluido deve ser calculado, utilizando a Eq. (55), em que Δp , é o valor especificado de entrada, e f, K_c, K_e e dimensões geométricas provém das iterações prévias.

4.2 Projeto do Expansor

O projeto de expansores como turbinas radiais e axiais envolve várias etapas como a simulação termodinâmica do ciclo, o cálculo aerodinâmico dos componentes, cálculo de resistência mecânica dos materiais, avaliação da resistência dinâmica, entre outras.

Projetos de turbinas normalmente iniciam pela avaliação de sua aplicação, isto irá definir o desempenho do equipamento em termos de certos critérios como a razão de pressão disponível, a potência requerida ou vazão mássica, e possivelmente a rotação da máquina. (WHITFIELD; BAINES, 1990)

4.2.1 Fundamentos Fluido Mecânicos e Termodinâmicos

Em um nível inicial de projetos preliminares de expansores consiste na aplicação de equações básicas para determinação da magnitude dos parâmetros gerais de projeto. Em níveis mais complexos os métodos de projeto buscam simular de forma mais refinada o comportamento do escoamento (WHITFIELD; BAINES, 1990).

Um escoamento unidimensional é definido como aquele em que suas propriedades são constantes em um plano normal à sua direção de movimento e, portanto, variam apenas na

direção do movimento. Para um projeto preliminar e análises de turbomáquinas, é usual assumir que o escoamento é unidimensional e o escoamento desloca ao longo de linhas de corrente que seguem a geometria das pás. Desta forma o escoamento em qualquer ponto pode ser completamente definido por quatro grandezas, segundo Whitfield e Baines (1990):

- **Equação da Continuidade**

Esta afirmação estabelece que em regime permanente, as taxas de fluxo de massa do fluido que entra e sai de um volume de controle são idênticas.

$$\dot{m} = \rho_1 C_1 A_1 = \rho_2 C_2 A_2 \quad (93)$$

- **Equação da Quantidade de Movimento**

A Segunda Lei de Newton aplicada a um fluido passando através de um volume de controle estabelece que a taxa de variação de momento do fluido é igual à força líquida aplicada sobre o fluido no volume de controle na direção do escoamento. Desta forma, em uma direção x arbitrária:

$$F_x = \dot{m}(C_{x1} - C_{x2}) \quad (94)$$

A Eq. (94) pode ser relacionada à variação de momento angular do fluido passando através do rotor multiplicando os termos do lado direito da equação pelo braço de alavanca (r) do torque:

$$\tau = \dot{m}(r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}) \quad (95)$$

Desta forma o trabalho específico será:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{\tau \omega}{\dot{m}} = U_1 C_{\theta 1} - U_2 C_{\theta 2} \quad (96)$$

Esta equação é genericamente conhecida como Equação de Euler para turbomáquinas.

- **Equação da Energia**

A Primeira Lei da Termodinâmica determina que a variação líquida de energia em um fluido durante qualquer processo é igual à transferência líquida de trabalho e calor entre o fluido e sua vizinhança. No caso de um escoamento permanente de um fluido em um duto, sua energia pode ser considerada como a soma de sua energia interna, e o trabalho realizado pelo fluido em sua vizinhança (esses dois combinados na forma da propriedade termodinâmica de entalpia) e energia cinética e potencial do fluido.

A forma resumida da Equação da Energia em regime permanente pode ser apresentada na forma geral:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_2^2) + g(z_1 - z_2) \quad (97)$$

Para o tipo de turbomáquina avaliado a energia potencial pode ser desprezada, além disto pode-se considerar o processo como adiabático $\dot{Q} = 0$, ou quando não adiabático $\dot{Q} \ll \dot{W}$. Logo a equação anterior pode ser expressa como:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_2^2) \quad (98)$$

4.2.2 Projeto Preliminar da Turbina Radial

As turbinas radiais permitem uma operação mais eficiente do que turbinas axiais quando lidam com pequenas vazões mássicas, e tem sido largamente utilizada na indústria de criogenia como turbo-expansores e como turbo compressores em motores alternativos (SARAVANAMUTTOO; COHEN; ROGERS, 2013).

O rotor é essencialmente um dispositivo de transferência de trabalho, e toda consideração de seu projeto se inicia com a equação de Euler para turbomáquinas Eq. (98). Esta pode ser usada, combinada com a geometria do triângulo de velocidades na entrada e saída, para obter a expressão para transferência de trabalho por unidade de massa em termos das velocidades do fluido e do rotor:

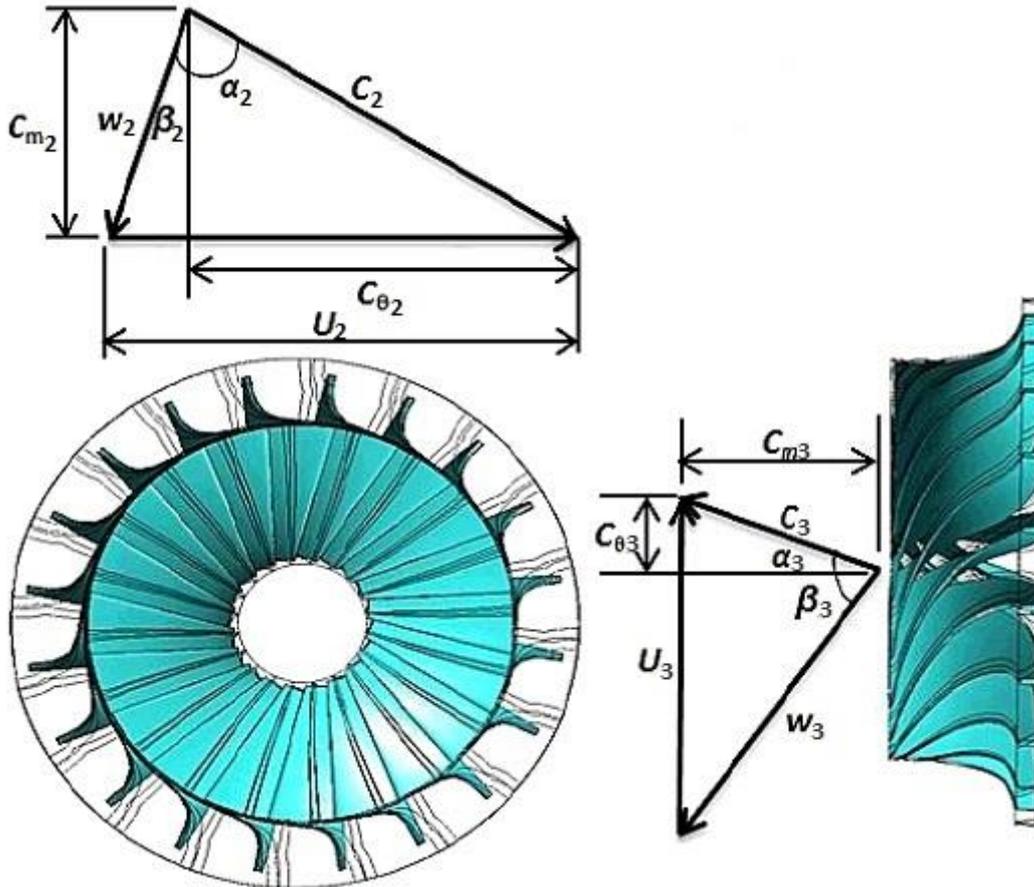
$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = U_2 C_{\theta 2} - U_3 C_{\theta 3} \quad (99)$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{1}{2} [(U_2^2 - U_3^2) - (W_2^2 - W_3^2) + (C_2^2 - C_3^2)] \quad (100)$$

Onde os subscritos 2 e 3 aqui denotam a entrada do rotor e saída do rotor respectivamente. Cada um dos três termos da equação anterior contribui para o trabalho específico na saída do rotor. As considerações sobre os efeitos de cada termo dão origem aos ângulos das pás do rotor, que produzem o triângulo de velocidade como mostrado na Figura 38. A forma geral do triângulo de velocidade na entrada e saída do rotor visa aumentar a velocidade relativa e diminuir a velocidade absoluta através do rotor.

O ângulo(β_2) de entrada da pá de uma turbina radial é invariavelmente definido como zero. A velocidade absoluta na saída é normalmente projetada para ser axial e de menor magnitude.

Figura 38 Triângulo de velocidade no rotor de uma turbina radial.



Fonte: Modificado de AL JUBORI; AL-DADAH e MAHMOUD (2017).

- **Projeto preliminar do rotor**

O projeto preliminar do rotor aqui apresentado é dado como um meio para determinar as dimensões do rotor. Os dados de entrada para este procedimento são as especificações da performance esperadas no ponto de projeto, o que pode incluir potência na saída, taxa de vazão mássica e velocidade do rotor. As saídas são as dimensões básicas dos planos de entrada e saída do rotor, em termos de diâmetro, altura da pá ângulo.

A potência desenvolvida pela turbina é dada pela equação:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{03} = c_p(T_{01} - T_{03}) \quad (101)$$

Desta pode ser definido a razão de potência adimensional:

$$S_w = \frac{\dot{W}}{\dot{m}h_{01}} = 1 - \frac{T_{03}}{T_{01}} \quad (102)$$

$$\left(\frac{P_{01}}{P_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{1}{1 - S_w/\eta_{ts}} \quad (103)$$

Projeto da entrada do rotor:

Na metodologia de Whitfield e Baines (1990) assume-se que as pás são radiais na entrada. Na prática observa-se que a melhor eficiência ocorre, não quando o escoamento na entrada é exatamente compatível às pás, mas quando direcionado com uma incidência negativa. É necessário, desta forma definir o ângulo de incidência que proporciona a melhor eficiência. Rodgers e Geiser, (1987) determinaram o ângulo de incidência na ordem de -20° , já Rohlik (1975) sugere valores até -40° . Medições de Yeo e Baines (1990) indicam um ângulo ótimo de -25° .

Para um rotor radial o ângulo de incidência (β_2) é sempre o ângulo de aproximação vetor de velocidade relativa. No ponto de projeto é usualmente assumido que o escoamento deixa o rotor em uma direção axial, logo a equação de Euler para turbomáquina se torna:

$$\dot{W}/\dot{m} = U_2 C_{\theta 2} - U_3 C_{\theta 3} = U_2 C_{\theta 2} \quad (104)$$

Logo do triângulo de velocidade pode-se determinar para entrada do rotor:

$$C_{\theta 2} = U_2 + C_{m2} \tan(\beta_2) = U_2 + \frac{C_{\theta 2}}{\tan(\alpha_2)} \tan(\beta_2) \quad (105)$$

$$\frac{C_2}{a_{01}} = \frac{C_2}{a_{02}} = M_{02} = \left\{ \frac{M_2^2}{1 + [(\gamma - 1)/2]M_2^2} \right\}^{1/2} \quad (106)$$

O número de Mach de estagnação na entrada do rotor é definido por:

$$M_{02}^2 = \frac{C_2^2}{a_{01}^2} = \frac{S_w}{\gamma - 1} \left(\frac{2 \cos(\beta_2)}{1 + \cos(\beta_2)} \right) \quad (107)$$

Esta equação fornece o menor número de Mach possível para um coeficiente de razão de pressão e ângulo de incidência possível. O efeito do ângulo de incidência no número de Mach é pequeno em relação à razão de potência.

Uma vez determinado o número de Mach o triângulo de velocidades na entrada do rotor está completamente definido em termos adimensionais. Assim o ângulo do escoamento é definido por:

$$\tan\alpha_2 = \frac{\text{sen}(\beta_2)}{\cos\beta_2 - 1} \quad (108)$$

E a velocidade adimensional do rotor:

$$\left(\frac{U_2}{a_{01}}\right)^2 = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{S_w}{\cos\beta_2} \quad (109)$$

Projeto da saída do rotor:

Para o caso de *redemoinho* igual a zero na descarga, a velocidade relativa no raio de saída referente à carcaça é dado por:

$$W_{3s}^2 = C_3^2 + U_{3s}^2 = C_3^2 + \omega^2 r_{3s}^2 \quad (110)$$

Introduzindo o coeficiente adimensional de razão de vazão mássica:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} a_{01} \pi r_2^2} = \frac{\rho_3 C_3 r_{3s}^2 (1 - \nu^2)}{\rho_{01} a_{01} r_2^2} \quad (111)$$

Onde $\nu = r_{3h}/r_{3s}$ é a razão do raio do cubo pelo raio da carcaça, na saída do rotor.

A razão de pressão P_{01}/P_3 deve derivar da especificação da eficiência total-estática da turbina:

$$\frac{P_{01}}{P_3} = \left(1 - \frac{S_w}{\eta_{ts}}\right)^{-\gamma/(\gamma-1)} \quad (112)$$

Nesta etapa da análise é conveniente estimar o ângulo de saída do escoamento (β_3). O número de Mach relativo (M'_3) é mínimo quando o ângulo β_3 é -55° , enquanto ângulos entre 0° e -50° podem ser considerados insatisfatórios. O uso de maiores ângulos como -70° não

podem ser desconsiderados como uma opção, uma vez que acarretam em uma redução do número de Mach absoluto (M_3). Existe um compromisso entre menores valores de (M'_3) o que reduz as perdas nas passagens internas e menores números de Mach absoluto, (M_3) reduzem as perdas por energia cinética.

Com o ângulo de saída fixado, o triângulo de velocidade na saída do rotor estará completo (assumindo *swirl* igual a zero), quando a magnitude do vetor de velocidade seja determinada. Rohlik (1968) assume valores da razão de velocidades relativas ($W_3/W_2 = 2$) o que se justifica uma vez que essa razão de velocidade se distancia de uma unidade, e se garante uma boa expansão através do rotor. De forma alternativa o grau de reação pode ser especificado, mas esse procedimento é mais comum em turbinas axiais que em radiais. Rodgers e Geiser (1987) correlacionaram a eficiência da turbina com a razão de velocidades W_3/W_2 e desta análise o valor de 0,25 aponta como um valor ótimo. É conveniente aqui usar uma razão de velocidades relativa $W_R = W_{3s}/W_2$ (onde W_{3s} é a velocidade relativa no shroud na saída), que deve ser acrescida a partir da unidade para um valor que se deseja, tendo em conta a análise do valor do número de Mach (M'_{3s}) evitando valores supersônicos.

Uma vez especificada a razão de velocidades relativas o número de Mach relativo na saída pode ser definido como:

$$M'_{3s} = \frac{W_{3s}}{a_3} = W_R M'_2 \frac{a_2}{a_{02}} \frac{a_{02}}{a_{03}} \frac{a_{03}}{a_3} \quad (113)$$

$$M'_{3s} = W_R^2 M'^2_2 \frac{T_2}{T_{02}} \frac{T_{02}}{T_{03}} \frac{T_{03}}{T_3} \quad (114)$$

Onde T_{03}/T_3 é dado por:

$$\frac{T_3}{T_{03}} = 1 - \frac{\gamma - 1}{2} \frac{W_{3s}^2 \cos^2 \beta_{3s}}{a_{03}^2} \quad (115)$$

$$\frac{W_{3s}}{a_{03}} = W_R \frac{W_2}{a_{01}} \left(\frac{T_{01}}{T_{03}} \right)^{1/2} \quad (116)$$

Desta forma o número de Mach na saída é dado por:

$$M_3 = M'_{3s} \cos \beta_{3s} \quad (117)$$

Desta forma o triângulo de velocidades é completamente estabelecido e os demais parâmetros podem ser calculados.

Cálculo da geometria adimensional do rotor:

As velocidades na entrada do rotor são adimensionalizadas pela velocidade de estagnação do ar na entrada a_{01} e as velocidades na saída pela velocidade do som na saída, tanto de estagnação a_{03} quanto estática a_3 . Uma vez que a razão de temperaturas correspondente é disponível, as velocidades na saída podem ser modificadas e adimensionalizadas com a velocidade de estagnação do ar na entrada, desta forma trazendo todas as velocidades para uma base comum. A razão de raios do rotor pode ser descrita como:

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = \frac{U_{3s} a_{01}}{a_{01} U_2} \quad (118)$$

Para o caso do número de Mach mínimo, a razão é dada por:

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = W_R \text{sen} \beta_3 \left(\frac{1 - \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_2} \right)^{1/2} \quad (119)$$

A razão de área através do rotor pode ser determinada da aplicação da equação da continuidade entre a entrada e saída do rotor. Uma vez que se conhece o número de Mach nestes pontos, os coeficiente adimensionais da taxa de fluxo de massa θ_2 e θ_3 podem ser descritas como:

$$\theta_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_{02} a_{02} A_2} = \cos \alpha_2 M_2 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2 \right)^{-(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (120)$$

$$\theta_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_{03} a_{03} A_3} = M_3 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_3^2 \right)^{-(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (121)$$

A razão de área é desta forma dada por:

$$\frac{A_3}{A_2} = \frac{\theta_2 \rho_{02} a_{02}}{\theta_3 \rho_{03} a_{03}} = \frac{\theta_2 \rho_{02}}{\theta_3 \rho_{03}} \left(\frac{T_{01}}{T_{03}} \right)^{1/2} \quad (122)$$

Usando as equações de estado a razão de massas específicas pode ser reescrita na forma:

$$\frac{\rho_{02}}{\rho_{03}} = \frac{P_{02} T_{03}}{P_{03} T_{02}} = \frac{P_{02} P_{01} T_{03}}{P_{01} P_{03} T_{01}} \quad (123)$$

A razão de pressão P_{01}/P_{03} pode ser derivada da combinação entre P_{01}/P_3 e P_{03}/P_3 , que podem ser obtidas pelo número de Mach na saída e pelas relações dinâmicas convencionais

do gás. A razão de pressão de estagnação através do estator deve ser derivada da especificação da eficiência do estator, que é normalmente definida como:

$$\eta_N = \frac{1 - (T_2/T_{01})}{1 - (P_2/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (124)$$

Se a razão de raios na saída (da raiz para carcaça) v é agora definido, a altura adimensional da pá na entrada pode ser determinada como:

$$\frac{b_2}{r_2} = \frac{1}{2} \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \frac{A_2}{A_3} \quad (125)$$

Cálculo do ângulo de incidência ótimo no rotor:

A geometria adimensional do rotor é apresentada como função da razão da velocidade relativa e do ângulo relativo do escoamento, para o caso do número de Mach mínimo

A relação mais comum para determinar ângulo ótimo de incidência sobre o rotor é baseado na análise de Stanitz, (1952):

$$\lambda = 1 - \frac{0.63\pi}{Z_B} \quad (126)$$

O ângulo de incidência ótimo depende do número de pás do rotor. Não há um método claro para determinação do número ótimo de pás para o rotor, mas critérios para evitar velocidade zero na superfície da pá na região da entrada do rotor, com conseqüente tendência à separação do escoamento foram obtidos por Jamieson (1955).

No plano de entrada do rotor, a velocidade radial média (V) é o componente meridional do componente da velocidade absoluta, desta forma os efeitos do ângulo de incidência são negligenciados ($\lambda = 1$), logo o número mínimo de pás segundo Jamieson (1955) é:

$$Z_{B_{min}} = \frac{2\pi}{\Delta\theta} = 2\pi \tan\alpha_2 \quad (127)$$

Onde $\Delta\theta = \bar{V}/U_2$

Glassman (1976) considera que as relações de Jamieson acarretam em um número excessivo de pás, e adota como ideal a relação empírica:

$$Z_B = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_2) \tan\alpha_2 \quad (128)$$

Uma vez que o número de pás é estabelecido, é possível determinar o ângulo de incidência ótimo no rotor. Logo tem-se que:

$$C_{\theta 2} = U_2 \frac{\tan \alpha_2}{\tan \alpha_2 - \tan \beta_2} \quad (129)$$

E sendo

$$\cos^2 \alpha_2 = \frac{0.63\pi}{2Z_B}$$

$$\cos \beta_2 = 1 - \frac{0.63\pi}{Z_B}$$

Correlações de performances:

As correlações de performance são empregadas para auxiliar o projetista de turbomáquinas a selecionar valores adequados dos parâmetros a serem determinados. Estas decisões devem ser revistas e refinadas regularmente durante os processos do projeto, e em muitos casos os valores finais só serão realmente estabelecidos com as medições da performance da turbina na bancada de teste. Estes dados finais poderão ser adicionados às correlações existentes para auxiliar atividades futuras de projeto.

A prática de correlações de performance consiste em relacionar a performance da turbina com grupos adimensionais ou com principais parâmetros de desempenho de turbinas. Em turbinas axiais o mapa de Smith (1965) correlaciona o carregamento da pá e coeficientes de fluxo com a eficiência da máquina

Os parâmetros avaliados são a razão de velocidades U_2/C_s e a razão de velocidades na saída C_{m3}/U_2 . C_s é a velocidade isentrópica que resultaria de uma expansão ideal do gás sob uma mesma razão de pressão como da turbina. A analogia com os mapas de Smith é clara desde que o escoamento da turbina axial e coeficientes de velocidades sejam definidos como:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \eta_{tt} \frac{\Delta h_{0s}}{U^2} = \eta_{tt} \frac{C_s^2}{2U^2} \quad (130)$$

$$\phi = \frac{C_m}{U} \quad (131)$$

Onde η_{tt} é a eficiência isentrópica total-total e Δh_{0s} é a variação de entalpia total do processo isentrópico equivalente.

A razão de diâmetros $d_2/d_{3_{rms}}$ possui efeitos na eficiência da turbina. O efeito de menores valores de $d_2/d_{3_{rms}}$ no aumento da curvatura da superfície da carcaça, e

consequentemente nas perdas, é aparente, enquanto que maiores razões de diâmetros resultam em longos caminhos do fluxo e passagens estreitas, com grandes perdas por atrito.

A seleção dos valores de C_{m3}/U_2 e d_2/d_{3rms} determinam imediatamente o ângulo de saída do escoamento no caso de $C_{\theta 3} = 0$, uma vez que:

$$\frac{C_{m3}}{U_2} = \frac{1}{(d_2/d_{3rms})\tan\beta_{3rms}} \quad (132)$$

Onde β_{3rms} é o ângulo do escoamento relativo em d_{3rms} .

- **Projeto preliminar do estator:**

Bocal:

O bocal consiste em um anel anular de pás que determinam o ângulo de aproximação do fluido de trabalho no rotor. A forma das palhetas depende se o anel do bocal é precedido da voluta ou de um coletor simples.

A área da garganta das palhetas do bocal possui uma importante influência na performance da turbina, e precisa ser dimensionada para a passagem do fluxo de massa. Esta é expressa como:

$$A_{th} = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{0th}/\gamma}}{P_{0th}} \frac{1}{M_{th}} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{th}^2\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (133)$$

Se o bocal é puramente convergente a garganta situa no bordo de fuga, e a área pode ser expressa em termos da geometria da saída do bocal, e por um fator de bloqueio para descrever a espessura da palheta e o crescimento da camada limite na garganta, embora o último normalmente é esperado para ser pequeno na passagem da aceleração:

$$A_{th} = A_2(1 - BK_{th})\cos\alpha_2 = \pi d_2 b_2 (1 - BK_{th})\cos\alpha_2 \quad (134)$$

Em um bocal com escoamento sem choque, o número de Mach na garganta é igual ao número de Mach (M_2), que o mesmo Mach absoluto na entrada do rotor. Se o bocal é adiabático, a temperatura total na garganta é igual à montante.

Para cálculos preliminares, pode ser suficiente assumir que o bocal é isentrópico, uma vez que normalmente representa uma parcela muito pequena das perdas em geral. Neste caso

a pressão total é também constante, ou alternativamente ou alternativamente a perda de pressão pode ser calculada a partir de uma equação específica da eficiência do bocal.

4.2.2.1 Validação do modelo de turbina Radial

A subrotina CalcTurb para o cálculo unidimensional para turbinas radiais para o ponto de projeto desenvolvido em MATLAB[®] nesta tese, é baseado no trabalho de Glassman (1976), que apresenta o equacionamento do projeto da turbina radial em linguagem FORTRAN[®].

Miranda (2010) utiliza o mesmo equacionamento proposto em Glassman (1976) para desenvolvimento de um programa computacional para ponto de projeto de uma turbina radial, que permite o cálculo das curvas características para diferentes valores de rotação da turbina. O autor propõe o projeto preliminar unidimensional de turbinas radiais subsônicas para ciclos Rankine orgânicos operadas com os fluidos de trabalho orgânicos. A metodologia é baseada nas correlações de desempenho, sendo o estudo realizado no plano meridional de cada componente da turbomáquina, baseado nas equações de conservação unidimensional, assim como na equação de estado de Redlich-Kwong para as condições do ponto de projeto estabelecidas em regime permanente.

A validação do modelo matemático de CalcTurb é realizada comparando com o estudo de Miranda (2015), utilizando nestes casos as mesmas equações de estado de Redlich-Kwong apresentada pelo autor. O modelo considera as propriedades dos fluidos reais no modelo termodinâmico, sendo este ponto relevante no projeto preliminar de sistemas de geração termelétricas para ORC.

Pode-se observar das Tabela 12, Tabela 13, Tabela 14 e Tabela 15 que os resultados do modelo CalcTurb utilizando o equacionamento de Glassman (1976), e as equações de modelo de estado de Redlich-Kwong, são muito satisfatórias quando comparados com estudo de Miranda (2015) para turbinas radiais para ciclos ORC. O erro relativo entre os dois modelos não chega a 1% para nenhum dos resultados.

Tabela 12 Resultados projeto da turbina radial na entrada do bocal.

ENTRADA DO BOCAL	Miranda (2015)	CalcTurb	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	396,00	396,00	0,00	0,00%
Pressão estática (kPa)	388,85	388,80	0,05	0,01%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	1117,17	1117,10	0,07	0,01%
Raio de entrada do bocal (mm)	263,32	264,03	0,70	0,27%
Diâmetro de entrada do bocal (mm)	526,64	528,05	1,41	0,27%
Corda da palheta do bocal (mm)	106,75	107,26	0,51	0,48%
Ângulo absoluto na corda meia (Grau)	66,26	66,31	0,06	0,08%
Raio na corda meia da palheta do bocal (mm)	246,48	247,17	0,69	0,28%
Área de entrada do bocal (m ²)	0,06	0,06	0,00	0,25%
Espaçamento das palhetas na entrada do bocal (mm)	97,32	97,58	0,26	0,27%
Largura da palheta na entrada (mm)	35,75	35,55	0,20	0,56%
Número de palhetas	17,00	17,00	0,00	0,00%
Número de Mach absoluto	0,16	0,16	0,00	0,35%
Ângulo absoluto (Grau)	54,58	54,61	0,03	0,05%
Ângulo ótimo absoluto (Grau)	-27,92	-27,92	0,00	0,00%
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	82,50	82,53	0,03	0,03%
Velocidade absoluta (m/s)	108,23	108,62	0,40	0,37%
Velocidade meridional (m/s)	62,72	62,91	0,19	0,30%
Velocidade absoluta na direção tang (m/s)	88,20	88,55	0,35	0,40%
Velocidade do som na entrada do bocal (m/s)	671,71	671,71	0,00	0,00%
Vazão em massa na entrada do bocal (Kg/s)	4,50	4,50	0,00	0,00%
Massa específica estática (kg/m ³)	1,21	1,21	0,00	0,01%
Volume específico na entrada do bocal (m ³ /kg)	0,82	0,82	0,00	0,01%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 13 Resultados projeto da turbina radial na saída do bocal.

SAÍDA DO BOCAL	Miranda (2015)	CalcTurb	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	376,91	376,79	0,11	0,03%
Pressão estática (kPa)	248,66	248,01	0,65	0,26%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	997,17	996,51	0,67	0,07%
Raio de saída do bocal (mm)	219,43	220,02	0,59	0,27%
Diâmetro de saída do bocal (mm)	430,87	432,90	2,03	0,47%
Área de saída do bocal (m ²)	0,05	0,05	0,00	0,18%
Espaçamento das palhetas na saída do bocal (mm)	81,10	81,32	0,22	0,27%
Largura da palheta na saída (mm)	35,75	35,55	0,20	0,56%
Número de Mach absoluto	0,79	0,80	0,00	0,30%
Ângulo absoluto (Grau)	77,94	78,02	0,09	0,11%
Velocidade absoluta (m/s)	502,76	503,09	0,33	0,07%
Velocidade meridional (m/s)	105,06	104,40	0,66	0,63%
Velocidade absoluta na direção tangencial (m/s)	491,66	492,14	0,48	0,10%
Velocidade do som na saída do bocal (m/s)	671,71	671,71	0,00	0,00%
Vazão em massa na saída do bocal (Kg/s)	4,50	4,45	0,05	1,11%
Massa específica estática (kg/m ³)	0,87	0,87	0,00	0,20%
Volume específico na saída do bocal (m ³ /kg)	1,15	1,15	0,00	0,19%
Pressão estática crítica (kPa)	131,36	131,02	0,35	0,26%
Temperatura estática crítica (K)	830,98	830,42	0,55	0,07%
Temperatura estática isentrópica (K)	983,19	982,46	0,74	0,08%
Massa específica estática crítica (kg/m ³)	0,55	0,55	0,00	0,21%
Volume específico crítico (m ³ /KG)	1,82	1,82	0,00	0,20%
Velocidade absoluta crítica (m/s)	613,19	613,19	0,00	0,00%
Velocidade absoluta máxima (m/s)	1502,00	1502,00	0,00	0,00%
Fator de obstrução na saída do bocal	0,99	0,99	0,00	0,08%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 14 Resultados projeto da turbina radial na entrada do rotor.

ENTRADA DO ROTOR	Miranda (2015)	CalcTurb	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	375,86	375,86	0,00	0,00%
Pressão estática (kPa)	242,61	242,61	0,00	0,00%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	990,97	990,97	0,00	0,00%
Raio de entrada do rotor (mm)	210,66	211,84	1,18	0,56%
Diâmetro de entrada do rotor (mm)	421,32	423,68	2,36	0,56%
Área de entrada do rotor (m ²)	0,05	0,05	0,00	1,10%
Espaçamento das pás entrada do rotor (mm)	88,24	88,74	0,50	0,56%
Largura da pá na entrada (mm)	35,75	35,55	0,20	0,56%
Número de pás	15,00	15,00	0,00	0,00%
Número de Mach absoluto	0,82	0,82	0,00	0,00%
Número de Mach relativo	0,19	0,19	0,00	0,01%
Ângulo absoluto (Grau)	77,50	77,50	0,00	0,00%
Ângulo relativo (Grau)	-25,00	-25,00	0,00	0,00%
Ângulo ótimo relativo (Grau)	-29,77	-29,77	0,00	0,00%
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	4,77	4,77	0,00	0,00%
Ângulo de incidência ideal do rotor (Grau)	43,33	43,32	0,01	0,02%
Velocidade absoluta	515,02	515,02	0,00	0,00%
Velocidade relativa (m/s)	122,99	122,99	0,00	0,00%
Velocidade tangencial (m/s)	554,79	554,79	0,00	0,00%
Velocidade meridional (m/s)	111,47	111,47	0,00	0,00%
Velocidade absoluta na direção tangencial (m/s)	502,81	502,81	0,00	0,00%
Velocidade Relativa na direção tangencial (m/s)	51,98	51,98	0,00	0,00%
Velocidade do som na entrada do rotor [AO2] (m/s)	671,71	671,71	0,00	0,00%
Rotação do eixo da turbina (RPM)	25148,71	25009,00	139,71	0,56%
Rotação do eixo da turbina (Rad/s)	2633,57	2618,90	14,67	0,56%
Vazão em massa na entrada do rotor (Kg/s)	4,50	4,50	0,00	0,00%
Massa específica total na entrada do rotor (kg/m ³)	1,17	1,17	0,00	0,00%
Constante do gás (J/kgK)	286,99	286,99	0,00	0,00%
Fator de obstrução na saída do rotor	0,99	0,99	0,00	0,01%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 15 Resultados projeto da turbina radial na saída do rotor.

SAÍDA ROTOR	Miranda (2015)	CalcTurb	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	108,66	108,66	0,00	0,00%
Pressão estática (kPa)	100,00	100,00	0,00	0,00%
Temperatura total (K)	845,29	845,28	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	825,47	825,47	0,00	0,00%
Número de Reynolds	719,56	717,04	2,52	0,35%
Raio da ponta (mm)	132,78	133,53	0,75	0,56%
Diâmetro da ponta (mm)	265,57	267,06	1,49	0,56%
Raio de raiz (mm)	31,80	31,98	0,18	0,56%
Diâmetro de raiz	63,60	63,96	0,36	0,56%
Raio meio (mm)	96,55	97,09	0,54	0,56%
Área de saída do rotor (m ²)	0,05	0,05	0,00	0,00%
Espaçamento das pás saída do rotor (mm)	13,32	13,40	0,07	0,56%
Largura axial do rotor (mm)	113,63	113,87	0,24	0,21%
Largura da pá na saída (mm)	100,98	101,55	0,57	0,56%
Número de Mach absoluto	0,35	0,35	0,00	0,01%
Número de Mach relativo	0,70	0,70	0,00	0,01%
Ângulo relativo (Grau)	-60,00	-60,00	0,00	0,00%
Ângulo ótimo relativo (Grau)	-29,77	-29,77	0,00	0,00%
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	-30,23	-30,23	0,00	0,00%
Velocidade absoluta (m/s)	201,90	201,90	0,00	0,00%
Velocidade relativa (m/s)	403,79	403,79	0,00	0,00%
Velocidade tangencial (m/s)	349,69	349,70	0,00	0,00%
Velocidade meridional (m/s)	201,90	201,90	0,00	0,00%
Velocidade relativa na direção tangencial (m/s)	349,69	349,70	0,00	0,00%
Velocidade do som na saída do rotor (m/s)	582,77	582,77	0,00	0,00%
Trabalho específico isentrópico do rotor (kJ/kg)	366,73	366,73	0,00	0,00%
Potencia isentrópico de saída do rotor (kW)	1650,28	1650,30	0,02	0,00%
Trabalho específico do rotor (kJ/kg)	278,95	278,95	0,00	0,00%
Potência de saída do rotor (kW)	1255,28	1255,30	0,02	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

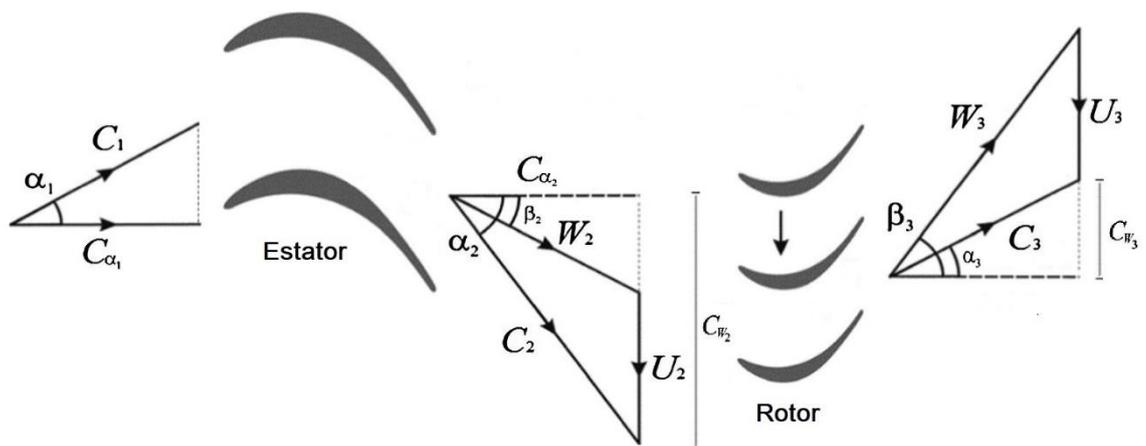
As equações de estado de Redlich-Kwong foram adotadas neste estudo para comparar os resultados do projeto da turbina radial com o estudo de Miranda (2015), o que se mostrou completamente satisfatório. Porém neste estudo, o programa CalcTurb foi desenvolvido para utilizar em suas sub-rotinas as equações de estado propostas no programa comercial REFPROP[®], para o cálculo de propriedades do fluido real em suas condições de operação. Os resultados são comparados com o modelo de equações de estado de Redlich-Kwong, e apresentam uma dispersão. Esta comparação de resultados é apresentada no ANEXO II.

4.2.3 Projeto da Turbina Axial

A metodologia de cálculo do projeto de turbina axial, também indexada em CalcTurb, é baseada na metodologia discutida por Saravanamuttoo; Cohen e Rogers (2013).

A Figura 39 apresenta o triângulo de velocidade de um estágio em uma turbina axial e a nomenclatura empregada. O fluxo entra na região das palhetas do bocal com pressão estática e temperatura p_1, T_1 e com velocidade C_1 , e é expandido até p_2, T_2 deixando o bocal com velocidade C_2 à um ângulo α_2 . O ângulo de entrada da pá do rotor será selecionado para mudar a direção (ângulo β_2) da velocidade W_2 relativa à pá na entrada. β_2 e W_2 são determinadas por subtração vetorial da velocidade da pá U pela velocidade absoluta C_2 . Após ser desviado, e geralmente mais expandido nas passagens das pás do rotor, o escoamento deixa o rotor com p_3, T_3 , velocidade relativa C_3 e α_3 , que é conhecido por ângulo *swirl*.

Figura 39 Estágio turbina axial.



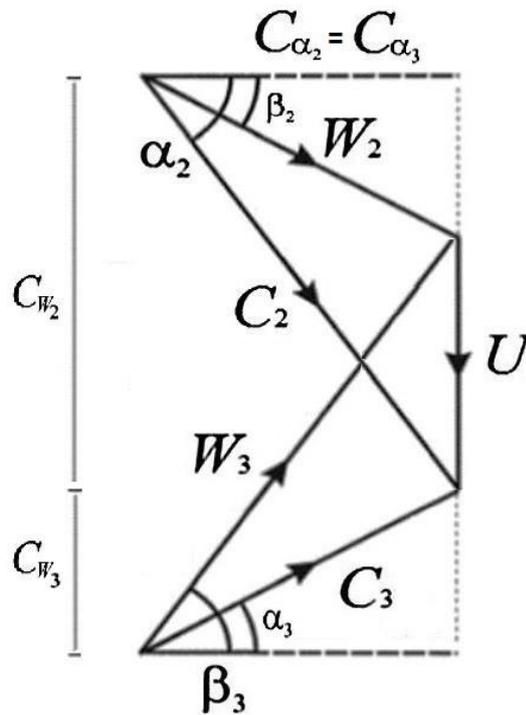
Fonte: Modificado de Al Jubori; Al-Dadah e Mahmoud (2017).

Em uma turbina de único estágio, C_1 será axial, o que implica em $\alpha_1 = 0$ e $C_1 = C_{\alpha_1}$. Por outro lado em uma turbina típica de múltiplos estágios, C_1 e α_1 será provavelmente igual a C_3 e α_3 , desta forma o mesmo formato das pás pode ser utilizado em estágios sucessivos: isto é normalmente denominado de repetição de estágios. Uma vez que a velocidade da pá U aumenta com o aumento do raio, o formato do triângulo de velocidades varia desde a raiz até a ponta da palheta. É possível assumir nessa seção que estão sendo avaliadas as condições no diâmetro médio do anel, e isto representa uma retratação média do que ocorre com a vazão mássica total \dot{m} enquanto passa pelo estágio. Esta aproximação é válida quando a razão entre

o raio da ponta pelo raio da raiz é baixo, para palhetas curtas, mas para palhetas longas é essencial considerar os efeitos tridimensionais.

Os termos $(C_{w2} + C_{w3})$ representam a variação no componente tangencial do momento por unidade de vazão mássica, o que produz o torque útil. A variação no componente axial $(C_{a2} - C_{a3})$ produz o impulso axial no rotor, o que pode complementar ou compensar o impulso de pressão resultante da queda de pressão $(p_2 - p_3)$. Esta análise será focada em projetos em que a velocidade axial do escoamento é constante ao longo do rotor. Desta forma isto implicará em um anel estendido como mostrado na Figura 40, para acomodar a diminuição da massa específica a medida que o gás se expande através do estágio.

Figura 40 Diagrama de velocidades.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A geometria do diagrama dá de forma imediata às relações:

$$\frac{U}{C_a} = \tan\alpha_2 - \tan\beta_2 = \tan\beta_3 - \tan\alpha_3 \quad (135)$$

Aplicando o princípio do momento angular para o rotor, o trabalho do estágio por unidade de vazão mássica será:

$$W_s = U(C_{w2} + C_{w3}) = UC_a(\tan\alpha_2 + \tan\alpha_3) \quad (136)$$

Pode-se determinar W_s em termos dos ângulos do escoamento associados às pás do rotor, denominado:

$$W_s = UC_a(\tan\beta_2 + \tan\beta_3) \quad (137)$$

Da Equação da Energia em regime permanente tem-se $W_s = c_p\Delta T_{0s}$, onde ΔT_{0s} é a variação da temperatura de estagnação no estágio, e portanto

$$c_p\Delta T_{0s} = UC_a(\tan\beta_2 + \tan\beta_3) \quad (138)$$

Quando as velocidades de entrada e saída do estágio são iguais $C_1 = C_3$, a Eq. (138) fornecerá a variação de temperatura estática no estágio ΔT_s .

Segundo Saravanamuttoo, Cohen e Rogers, (2013) valores médios típicos da combustão dos gases $c_p = 1,148 \text{ kJ/kgK}$ $\gamma = 1,333$ ou $\gamma/(\gamma - 1) = 4$ são consistentes com a constante dos gases $R=0.287 \text{ kJ/kgK}$. Para cálculos preliminares de projeto, esses valores são bastante adequados e serão considerados ao longo deste item. Com velocidades em m/s, ΔT_{0s} em Kelvin. Logo:

$$\Delta T_{0s} = 8,71 \left(\frac{U}{100} \right) \left(\frac{C_a}{100} \right) (\tan\beta_2 + \tan\beta_3) \quad (139)$$

A razão de pressão de estagnação no estágio p_{01}/p_{03} pode ser determinada por:

$$\Delta T_{0s} = \eta_s T_{01} \left[1 - \left(\frac{1}{p_{01}/p_{03}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (140)$$

Onde η_s é a eficiência isentrópica do estágio baseada na temperatura de estagnação (ou “total”). η_s é geralmente denominado eficiência do estágio total-total. Esta é a eficiência apropriada se o estágio é seguido de outros em uma turbina multi-estágio, uma vez que a energia cinética na saída ($C_3^2/2$) é utilizada no próximo estágio. Aplicada para um estágio tem-se:

$$\text{Eficiência total – estática} = \frac{(T_{01} - T_{03})}{(T_{01} - T'_3)} \quad (141)$$

onde T'_3 é a temperatura estática alcançada após uma expansão isentrópica de p_{01} para p_3 . Isto pressupõe que, no que diz respeito à turbina, toda a energia cinética residual é desperdiçada e seu valor é um pouco menor que é a eficiência total-total que utilizada por Saravanamuttoo, Cohen e Rogers, (2013).

Três parâmetros adimensionais são muito úteis para o projeto de turbinas.

- **Coefficiente de carregamento da pá Ψ** (Coeficiente da queda de temperatura):

Expressa a capacidade de trabalho do estágio. São adotadas as práticas NGTE e assim define-se o coeficiente como $c_p \Delta T_{0s} / \frac{1}{2} U^2$ embora $c_p \Delta T_{0s} / U^2$ também seja usualmente utilizado. Desta forma tem-se:

$$\Psi = \frac{2c_p \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2C_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (142)$$

- **Grau de reação Λ :**

Expressa a fração da expansão do estágio que ocorre no rotor, e é importante defini-la em termos de variação de temperatura estática (ou entalpia), ao invés da variação de pressão:

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (143)$$

Para o tipo de estágio que se está considerando, em que $C_{a2} = C_{a3} = C_a$ e

$C_3 = C_1$. A Eq. (143) pode ser reescrita por: (144)

$$c_p(T_1 - T_3) = c_p(T_{01} - T_{03}) = UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Em relação às pás do rotor o escoamento não realiza trabalho e a Equação da Energia em regime estacionário seria:

$$\begin{aligned} c_p(T_2 - T_3) &= \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2) \\ &= \frac{1}{2}C_a^2(\sec^2 \beta_3 - \sec^2 \beta_2) \\ &= \frac{1}{2}C_a^2(\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \end{aligned} \quad (145)$$

E desta forma

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U} (\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \quad (146)$$

- **Coefficiente de Vazão ϕ :**

O coeficiente de fluxo é um parâmetro adimensional que representa a razão C_a/U . Este parâmetro faz parte das Eqs. (142) e (146), desta forma estas podem ser reescritas como:

$$\Psi = 2\phi(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (147)$$

$$\Lambda = \frac{\phi}{U} (\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \quad (148)$$

Os ângulos do escoamento podem agora ser expressos em termos de ψ e ϕ como a seguir. Adicionando e subtraindo as Eqs. (143) e (144) obtém-se:

$$\tan\beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right) \quad (149)$$

$$\tan\beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right) \quad (150)$$

Assim:

$$\tan\alpha_3 = \tan\beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (151)$$

$$\tan\alpha_2 = \tan\beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (152)$$

Mesmo com as restrições introduzidas ($C_{a2} = C_{a3} = C_a$ e $C_3 = C_1$), e tendo em conta que as considerações a respeito de stress vão impor um limite em relação a velocidade da pá (U), ainda assim o projeto de uma turbina axial enfrentará uma infinidade de possibilidades. Por exemplo, ainda que a variação da temperatura na turbina seja fixada pelo cálculo do ciclo, continua aberto ao projetista escolher um ou dois estágios com maior ψ ou um maior número de estágios com menor ψ .

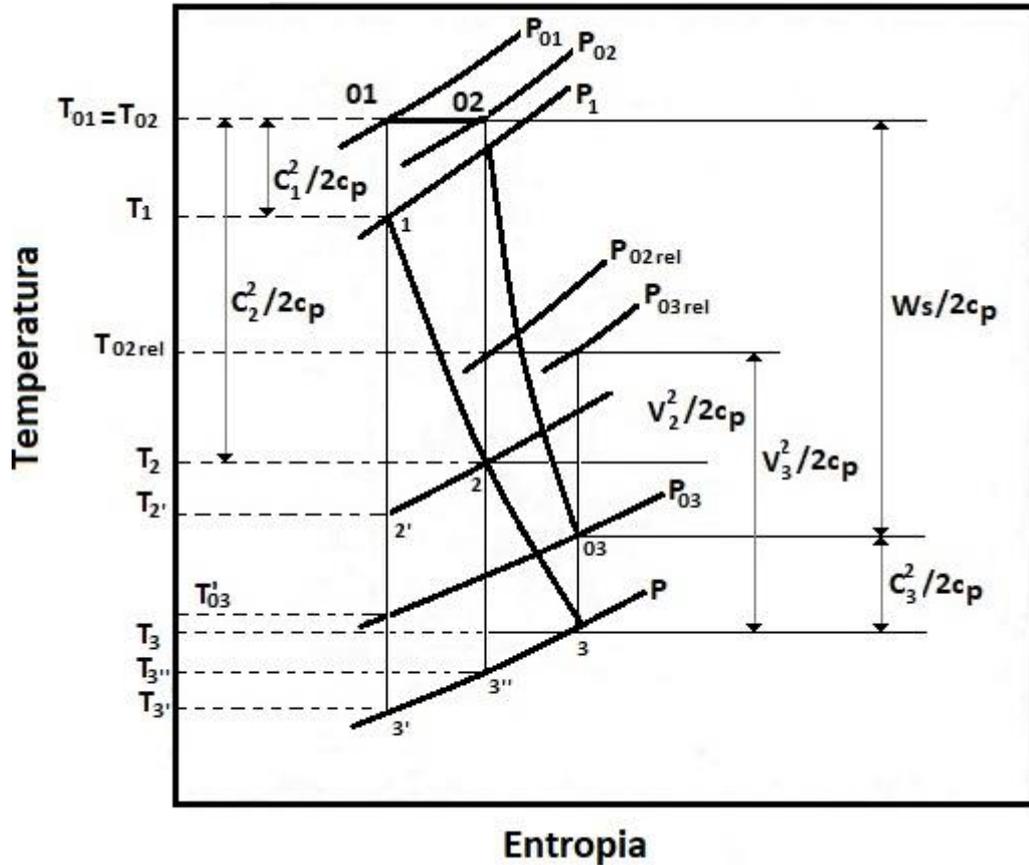
Pode-se observar que que turbinas a gás em plantas de potência são essencialmente máquinas com baixa relação de pressão em comparação com as turbinas a vapor (uma faixa de 10:1 comparadas à relações maiores que 1000:1).

Comparando os diagramas de velocidade em caso de velocidade da pá (U) constante, tem-se que menores valores de ψ e ϕ implicam em menores velocidades do escoamento, desta forma reduzindo as perdas por atrito. Porém menores valores de ψ podem implicar em um maior número de estágios. Menores valores de ϕ acarretam em maior anel da turbina para mesma vazão mássica.

As perdas nas passagens da turbina serão contabilizadas utilizando um método que se baseia em dois principais parâmetros: a variação da temperatura e pressão, respectivamente. Estes parâmetros podem ser melhor descritos pela representação do processo no bocal e nas passagens das pás do rotor representados no diagrama T-s da Figura 41. As linhas cheias e tracejadas conectam os estados de estagnação e estáticos respectivamente. $T_{02} = T_{01}$ uma vez que nenhum trabalho é realizado no bocal, e a pequena porção horizontal da linha cheia representa a variação da pressão de estagnação ($p_{01} - p_{02}$) devido ao atrito no bocal. As representações das perdas estão de fato exageradas na representação. Depois de obtida a

temperatura equivalente à velocidade do escoamento na saída do bocal, pode-se dizer que idealmente o gás seria expandido de T_{01} até T'_2 mas devido ao atrito a temperatura na saída do bocal será T_2 , que é maior que T'_2 .

Figura 41 Diagrama para estágio de reação.



Fonte: Modificado de Saravanamuttoo; Cohen e Rogers (2013).

- Coeficiente de perdas nas pás do bocal:

O coeficiente de perda nas pás do bocal pode ser definido de ambas as formas:

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T'_2}{C_2^2/2c_p} \tag{153}$$

Ou

$$Y_N = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{01} - p_2}$$

Ambos λ e Y expressam a proporção da perda de energia que é ocasionada pelo atrito Y_N pode ser medido relativamente de forma mais simples, ao passo que λ_N é mais fácil de ser usado no processo do projeto. Além disto Y_N e λ_N não são muito diferentes numericamente.

Novamente da Figura 41 pode-se perceber que uma expansão adicional nas pás do rotor reduzem a pressão para p_3 . Uma expansão isentrópica em todo estágio resultaria em uma temperatura T'_3 , e nas passagens das lâminas do rotor somente T''_3 . A expansão sob efeito do atrito leva para a temperatura final de T_3 .

- Perdas nas pás do rotor:

As perdas nas pás do rotor são expressas como,

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T''_3}{V_3^2/2c_p} \quad (154)$$

Pode-se notar que as perdas neste caso são definidas como uma proporção de perdas da energia cinética relativa às pás. Como nenhum trabalho é realizado pelo escoamento relativo às pás, $T_{03rel} = T_{02rel}$. O coeficiente de perdas nas pás do rotor expressas em termos da variação de pressão é definido como:

$$Y_R = \frac{p_{02rel} - p_{03rel}}{p_{03rel} - p_3} \quad (155)$$

- Eficiência Isentrópica do Estágio

Os parâmetros λ e Y podem ser relacionados diretamente com a eficiência isentrópica do estágio dada por:

$$\eta_s = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_{03}} = \frac{1}{1 + (T_{03} - T'_{03})/(T_{01} - T_{03})} \quad (156)$$

Que também pode ser escrita como:

$$\eta_s \approx \frac{1}{1 + [\lambda_R(V_3^2/2c_p) + (T_3/T_2)\lambda_N(C_2^2/2c_p)]/(T_{01} - T_{03})} \quad (157)$$

Ou da seguinte forma alternativa:

$$\eta_s \approx \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{C_a}{U} \left[\frac{\lambda_R \sec^2 \beta_3 + (T_3/T_2) \lambda_N \sec^2 \alpha_2}{\tan \beta_3 + \tan \alpha_2 - (U/C_a)} \right]} \quad (158)$$

Como $Y \approx \gamma$, os coeficientes de perda Y_R e Y_N podem ser substituídos por λ_R e λ_N na equação anterior.

4.2.3.1 Validação do Modelo de Projeto da Turbina Axial

Para validação do modelo unidimensional de cálculo da turbina axial desenvolvidos em CalcTurb, são comparados os resultados da ferramenta de cálculo proposta, com os resultados do programa TurbGeo desenvolvido por Nascimento, (1992). O programa desenvolvido pelo autor citado realiza os cálculos para geometria da região anular da turbina axial, assim como os parâmetros aerodinâmicos médios para as avaliações preliminares. O objetivo é obter as principais características da turbina de forma aproximada, permitindo a avaliação de seu desempenho.

As considerações da seleção dos parâmetros de entrada e avaliação dos parâmetros de saída para o procedimento do projeto do expensor, descritas em Nascimento, (1992), são resumidas abaixo:

-Grau de reação representa a fração da expansão do estágio que ocorre no rotor. Normalmente as turbinas são projetadas para reação de 50% na altura média da pá. Valores negativos de grau de reação devem ser evitados uma vez que poderá produzir expansão no bocal seguida de recompressão no rotor, aumentando as perdas.

- Razão entre cubo e ponta (*hub-tip*) é muito importante principalmente no primeiro e último estágio. Uma boa prática para o primeiro estágio é limitar essa relação à 0,875, para manter baixas as perdas no anel.

- Razão espaço-corda (s/c): Valores ótimos de razão de espaço corda podem ser encontrado usando os critérios de Zweifel's. A formulação de Zweifel's na altura média da pá é dada por :

$$C_L = 2(s/C_{ax})\cos^2\alpha_2(\tan\alpha_1 + \tan\alpha_2)$$

Onde os índices 1 e 2 indicam entrada e saída das pás, s é o afastamento e C_{ax} é a velocidade axial da corda. Assim a razão espaço corda ótimo será:

$$C_{L_{opt}} = \frac{0,8}{\sin^2\alpha_2}$$

-Razão de aspecto: Valores reduzidos de razão de aspecto podem incrementar as perdas secundárias no bocal, além de perdas secundárias e perdas por folgas no rotor. Valores elevados desta razão irão aumentar a probabilidade de problemas de vibração. Valores típicos vão de 1 a 5,5.

Os parâmetros de projeto de Nascimento, (1992), são apresentados na Tabela 16. Estes foram selecionados pelo autor dentro das faixas indicadas anteriormente, para que as condições mecânicas possam ser satisfeitas.

Tabela 16 Validação dos parâmetros da turbina axial.

Parâmetro	TurbGeo
Vazão mássica (Kg/s)	152,73
Pressão Total na Entrada (N/m ²)	2827,00
Pressão Total na Saída (N/ m ²)	1326,29
Temperatura Total na Entrada (K)	1800
Diferença Temperatura (Entrada-Saída)	277
Razão Ar Combustível	0,02
Velocidade Axial (m/s)	240
Razão (HUB-TIP) Entrada	0,875
Velocidade Rotacional (RPM)	10000
Eficiência Isentrópica (%)	90
Ângulo de Entrada do Escoamento (°)	0
Ângulo de Saída do Escoamento (°)	37
Razão de Aspecto do Bocal	1,20
Razão de Aspecto do Rotor	1,20
Razão de Espaço /Corda Bocal	1
Razão de Espaço/Corda Rotor	0,95
Coefficiente de Perda no Bocal	0,05

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados do programa TurbGeo de Nascimento (1992) é comparado com o modelo desenvolvido CalcTurb-EE (Equações de estado) que utiliza os modelos de equação de estado para o ar, como gás ideal, como realizado pelo autor referido, e também comparado com CalcTurb, que utiliza os modelos de equação de estado do software Refprop[®]. Os principais parâmetros de projeto do equipamento são apresentados na Tabela 17 com os dados da geometria do bocal, e Tabela 18 apresentando os parâmetros de geometria do rotor.

O maior erro relativo comparado com o modelo CalcTurb-EE (Equações de estado) é de 1,89%. Com isto percebe-se que quando utilizando mesma formulação de equações de estado para determinar as propriedades os valores são muito compatíveis. Isto valida a ferramenta computacional desenvolvida.

Tabela 17 Validação da geometria do bocal da turbina axial.

Geometria do Bocal	TurbGeo	CalcTurb(EE)	Erro [%]	CalcTurb	Erro [%]
Raio da ponta (cm)	40,59	40,59	0,00	40,59	0,00
Raio da ponta (cm)	42,03	42,02	0,03	42,06	0,08
Raio da ponta (cm)	42,39	42,38	0,03	42,43	0,10
Raio da ponta (cm)	44,53	44,53	0,01	44,52	0,01
Raio do cubo (cm)	35,52	35,52	0,01	35,52	0,01
Raio do cubo (cm)	35,52	35,52	0,01	35,52	0,01
Raio do cubo (cm)	35,52	35,52	0,01	35,52	0,01
Raio do cubo (cm)	35,52	35,52	0,01	35,52	0,01
Corda do bocal axial (cm)	4,04	4,04	0,05	4,04	0,09
Corda do bocal (cm)	4,83	4,82	0,13	4,84	0,27
Corda do rotor axial (cm)	5,98	6,09	1,89	5,73	4,24
Corda do rotor (cm)	6,90	7,04	1,99	6,59	4,43
Espaçamento interno (cm)	1,01	1,01	0,06	1,01	0,09
Espaçamento saída (cm)	1,49	1,52	1,90	1,43	4,24
Razão cubo-Ponta na saída	0,80	0,80	0,00	0,80	0,03
Área da entrada do anel	0,12	0,12	0,00	0,12	0,00
Área de saída do bocal (m ²)	0,06	0,06	0,16	0,06	0,32
Área de saída do rotor (m ²)	0,18	0,18	0,00	0,18	0,11
Área de saída do anel (m ²)	0,23	0,23	0,00	0,23	0,13
Ângulo de alargamento do anel (°)	19,68	19,50	0,94	20,06	1,91
Número de pás (Bocal)	52,00	52,00	0,00	52,00	0,00
Número de pás (Rotor)	38,00	38,00	0,00	39,52	4,00
Razão de Espaço /Corda Bocal	1,57	1,57	0,18	1,58	0,66
Razão de Espaço/Corda Rotor	1,24	1,25	0,71	1,23	0,69

Fonte: Elaborada pelo autor.

As aplicações do modelo de cálculo termodinâmico, e por consequência os modelos de turbinas, foram desenvolvidos para diferentes fluidos de trabalho. Desta forma utilizou-se como modelo de determinação das propriedades do fluido de trabalho as sub-rotinas de cálculo de propriedades do software Refprop[®]. Na comparação com o modelo de gás ideal, observa-se que o a ferramenta CalcTurb possui maior erro relativo de 4,43% em relação ao programa TurbGeo.

Tabela 18 Validação da geometria do rotor da turbina axial.

Parâmetros	TurbGeo	TCdesign	Erro Rel, [%]	TCdesign	Erro Rel, [%]
Núm. Mach entrada do bocal	0,29	0,29	0,00	0,29	0,03
Núm. Mach saída do bocal	0,78	0,78	0,45	0,79	0,90
Núm. Mach entrada do bocal	0,34	0,34	0,49	0,35	1,07
Núm. Mach entrada do bocal na raiz	0,44	0,42	3,98	0,43	2,04
Núm. Mach saída do bocal	0,40	0,40	0,08	0,40	0,10
Velocidade média pá (m/s)	419,14	419,13	0,00	419,08	0,01
Coefficiente de fluxo	0,57	0,57	0,46	0,57	0,47
Coefficiente carregamento pá	1,79	1,78	0,47	1,80	0,64
Reação(%)	53,75	54,08	0,60	53,08	1,25
Reação na raiz (%)	36,62	39,21	1,54	38,07	1,42
Vel. Absoluta entrada bocal (m/s)	240,00	240,00	0,00	240,00	0,00
Vel. Absoluta saída bocal (m/s)	617,10	614,61	0,40	622,26	0,84
Vel. Relativa entrada rotor (m/s)	282,69	281,27	0,50	285,72	1,07
Vel. Relativa saída do rotor (m/s)	646,21	646,21	0,00	646,16	0,01
Vel. Absoluta saída rotor (m/s)	300,51	300,51	0,00	300,51	0,00
Vel. Axial saída do anel (m/s)	240,00	240,00	0,00	240,00	0,00
Âng. Abs. entrada de ar bocal (°)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Âng. Abs. saída de ar bocal (°)	67,11	67,01	0,14	67,31	0,30
Âng. Rel. entrada ar rotor (°)	31,90	31,43	1,47	32,86	3,02
Âng. Rel. saída ar rotor (°)	68,20	68,20	0,00	68,20	0,01
Âng. Abs. saída de ar bocal (°)	37,00	37,00	0,00	37,00	0,00
Âng. Entrada pá no bocal (°)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Âng. Saída pá no bocal (°)	52,68	52,61	0,14	52,84	0,31
Âng. Entrada pá no rotor (°)	31,90	31,43	1,47	32,86	3,02
Âng. Saída pá no rotor (°)	60,59	60,49	0,16	60,79	0,33

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na metodologia de cálculo de Nascimento (1992) para o projeto da geometria preliminar de uma turbina axial, as condições de operação como vazão mássica, pressão total na entrada, temperatura total na entrada, diferença de temperatura (entrada e saída) devem ser fornecidas como dados de entrada para definição do projeto do equipamento. No modelo desenvolvido nesta tese, essas condições de entrada são determinadas pelo modelo termodinâmico. No trabalho do autor, a velocidade axial do escoamento, velocidade rotacional (RPM) e eficiência também são dados de entrada, definindo a partir daí e de outros coeficientes os parâmetros de operação do expansor.

De forma diferente nesta tese, o modelo de cálculo da turbina axial considera como dados de entrada os coeficientes de carregamento do estágio (ψ) e coeficiente de fluxo (ϕ) preliminarmente, segundo o mapa de eficiência do estágio demonstrado em Smith, (1965).

Desta forma, a partir destes fatores, o modelo de cálculo define a velocidade axial do escoamento e velocidade rotacional e eficiência da máquina.

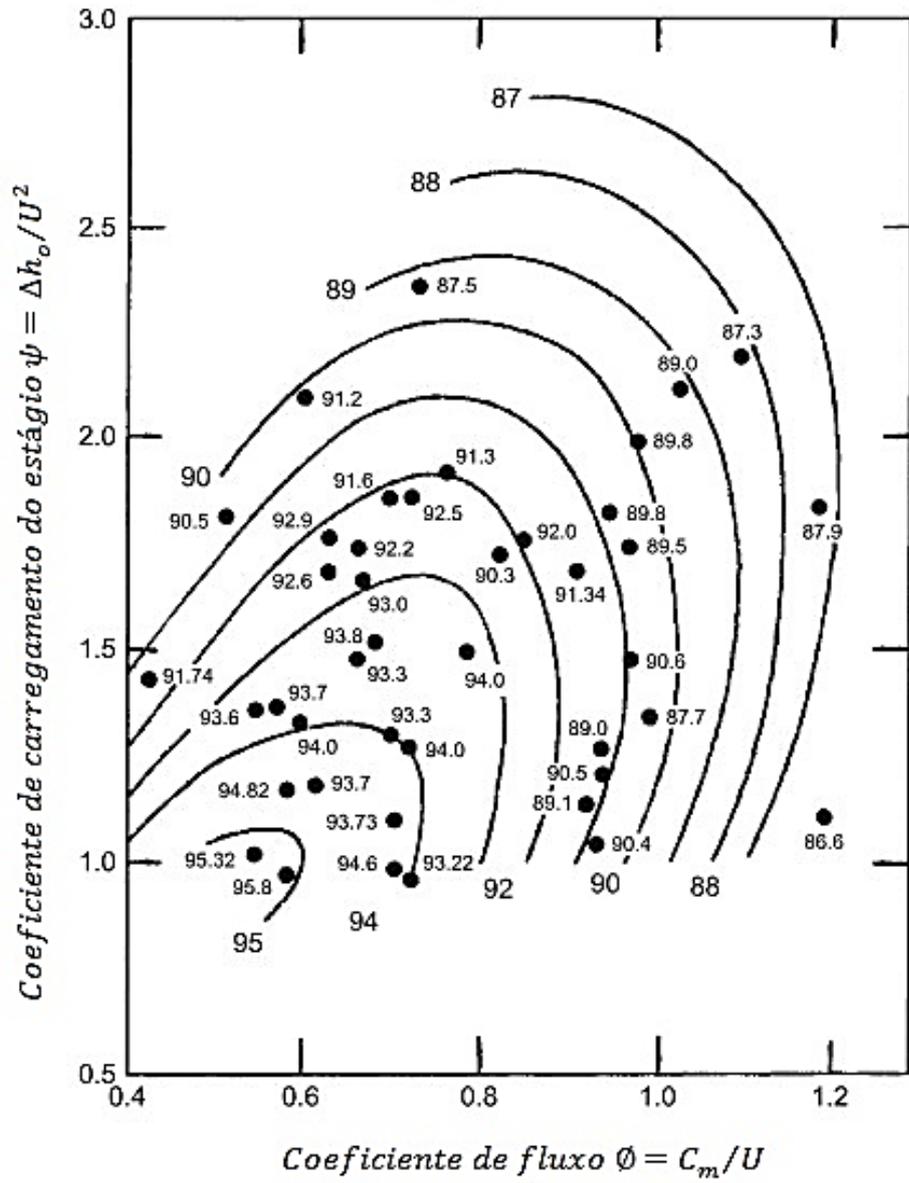
A representação da performance do estágio baseada no mapa de eficiência de estágio da turbina de Smith (1965), é muito útil Figura 42, e relaciona o coeficiente de carregamento de estágio e coeficiente de fluxo. Segundo Moustapha et al. (2003), apesar de ser uma publicação de 1965 esse mapa continua sendo extensivamente utilizado nos dias atuais. As relações do mapa do mapa foram baseadas em correlações empíricas a partir de testes em 70 diferentes turbinas. Segundo os autores, é comprovado que as tendências das características das turbinas são muito precisas em relação ao mapa, mesmo para estágios de turbinas muito diferentes dos originais. Desta forma, o mapa de Smith é extensivamente utilizado para seleção adequadas dos coeficientes de carregamento e coeficiente de fluxo em um projeto preliminar.

Os dados do mapa de eficiência de estágio de Smith, (1965) são utilizados na metodologia de cálculo de turbina desta tese, de forma que 43 combinações de carregamento do estágio e coeficiente de fluxo são testadas, gerando o mesmo número de projetos preliminares, com diferentes geometrias e condições de operação. Utilizando esta metodologia para a condição de operação inicial de Nascimento (1992) , observou-se que a eficiência final calculada apresenta um erro relativo de no máximo 1,11% em relação às eficiências esperadas no mapa, após a convergência dos parâmetros, para uma turbina axial operando com ar, utilizando modelo de cálculo de propriedades para gás real do REFPROP[®].

Desta forma esta análise foi considerada satisfatória, e foi utilizada também para determinar os parâmetros iniciais da operação com fluidos orgânicos e CO₂ nos ciclos avaliados.

Deve se ter em conta que a acurácia da eficiência no mapa de Smith, (1965), assim como no modelo unidimensional, não é precisa em relação à condição final da máquina, mas é um bom indicativo inicial. Neste caso foi utilizado apenas como uma referência inicial de projeto.

Figura 42 Mapa de eficiência de estágio.



Fonte: Modificado de Moustapha et al. (2003).

5. RESULTADOS

Neste capítulo é apresentado os resultados dos modelos propostos na Tese, tendo em consideração a otimização dos parâmetros de operação do ciclo termodinâmico, e análise do projeto preliminar dos trocadores de calor simultaneamente. A avaliação dos expansores foi considerado para avaliar a geometria preliminar do equipamento para uma condição ótima de operação determinada.

O modelo preliminar da ferramenta de cálculo computacional para otimizar os ciclos Rankine, ORC e S-CO₂ foram inicialmente aplicados para avaliar a otimização da recuperação de calor residual dos gases de exaustão das turbinas a gás do sistema de geração de energia de uma FPSO.

A otimização multiobjetivo ocorre variando entre outras propriedades a efetividade do evaporador, como citado anteriormente. Desta forma a fronteira dos resultados ótimos para cada configuração do ciclo avaliada, leva em conta condições de menor aproveitamento da fonte de calor, e portanto menor geração de potência e também menores áreas, até as condições limites do maior aproveitamento dos gases residuais.

5.1 Avaliação ciclo S-CO₂

Serão apresentados o estudo de cinco diferentes configurações de ciclos S-CO₂ propostos para recuperação de calor das turbinas a gás do sistema de geração de potência da FPSO. As configurações como apresentadas no item 2.2.1 do capítulo dois são:

Layout 01: Ciclo simples com recuperação (CSR)

Layout 02: Ciclo com recompressão (CR)

Layout 03: Ciclo com pré-compressão (CPC)

Layout 04: Ciclo com resfriamento intermediário (CRI)

Layout 05: Ciclo com resfriamento parcial (CRP).

Para cada um dos cinco Layouts analisados, foram avaliadas duas diferentes condições de operação relacionadas à pressão na entrada da turbina segundo as condições mais comuns descritas em Dostal, Driscoll e Hejzlar, (2004):

- Caso 01: Pressão na entrada da turbina limitada à 30 MPa: esta pressão é a condição de operação máxima recomendada pelos fabricantes de trocadores de calor de circuito impresso, devido a limitação do material quanto à esforços. .

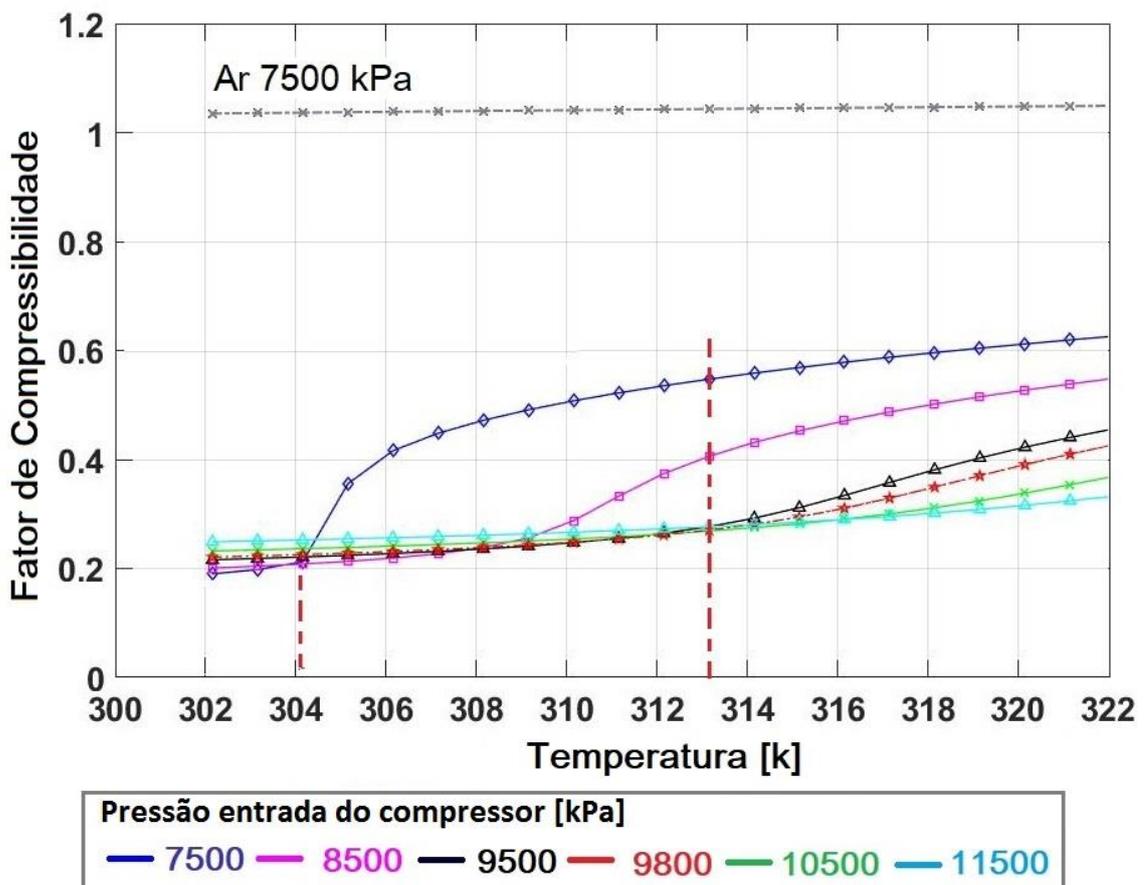
- Caso 02: Pressão na entrada da turbina limitada à 20 MPa: condição de operação mais comum.

Serão apresentados os resultados da otimização da operação ciclo S-CO₂ para ambos os Casos 01 e 02 para cada uma das cinco diferentes configurações, para determinação das melhores condições de operação dos ciclos.

Como discutido anteriormente, a variação das propriedades do CO₂ próximo a seu ponto crítico (7,38 Mpa e 304,25 K) afeta significativamente o trabalho do compressor. Assim, a redução do trabalho do compressor é um efeito da baixa compressibilidade do CO₂ nesta região. Desta forma diversos autores relatam que a melhor operação do ciclo S-CO₂ se dá quando as condições de operação na entrada do compressor são bem próximas ao ponto crítico.

Na Figura 43 é apresentado o fator de compressibilidade do CO₂ comparado com o ar, utilizando a biblioteca de dados do REFPROP[®]. Pode-se observar que este fator é significativamente inferior ao do ar, principalmente quando próximo ao ponto crítico.

Figura 43 Fator de compressibilidade de do S-CO₂.

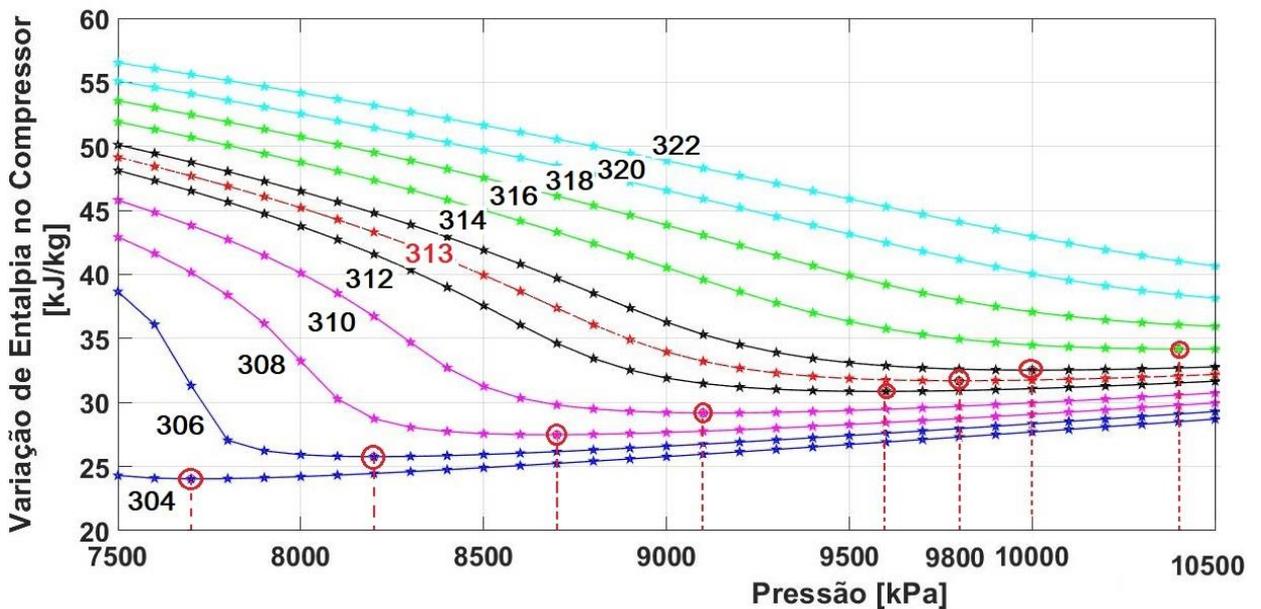


Fonte: Elaborada pelo autor.

Nas condições próximas ao ponto crítico, as mudanças das propriedades são bastantes significativas, diferentemente do ar nas mesmas condições, que permanece praticamente constante. Desta forma, como as condições de operação da plataforma requerem uma temperatura na entrada do compressor, de 313,15 K, nota-se da Figura 43 que para esta temperatura os efeitos da pressão de operação são diferentes. Desta forma a pressão de entrada na faixa de 7500 a 8500 kPa compromete muito o desempenho do compressor, os menores fatores de compressibilidade estão na faixa de pressões entre 9500 e 10500 kPa. Ou seja, as condições de operação do compressor tem uma dependência muito forte tanto da pressão quanto da temperatura de entrada.

Avaliando a Figura 44 é possível corroborar esta análise. Nesta figura é apresentado a variação de entalpia no compressor para diferentes pressões de entrada associadas a diferentes temperaturas. Em cada linha de temperatura, é demarcado a pressão de operação que confere o menor consumo do compressor. Desta forma, para a condição de operação deste estudo (temperatura de 313,15 K) a menor variação de entalpia do compressor ocorre com pressão de operação de 9800 kPa.

Figura 44 Variação da entalpia para operação no compressor.



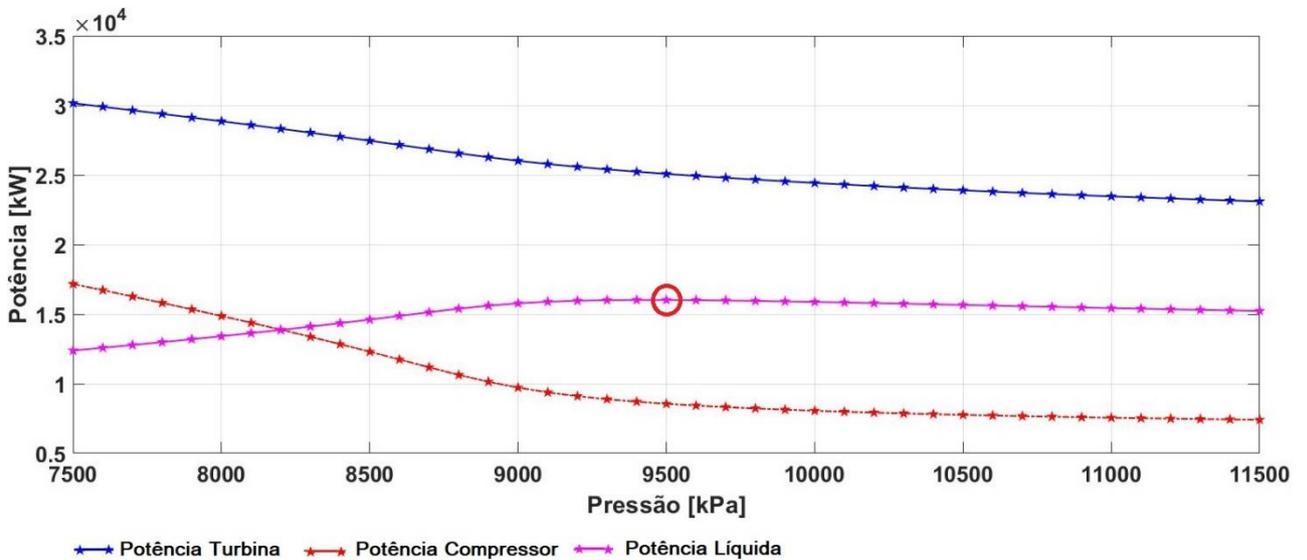
Fonte: Elaborada pelo autor.

A combinação dos parâmetros de otimização para os ciclos definem as condições ótimas de operação. Desta forma, como pode ser visto na Figura 44, existe uma pressão de operação referente a cada temperatura em que resulta no menor trabalho do compressor, para uma mesma razão de compressão. As características de operação do compressor variam de forma expressiva próximas ao ponto crítico, como discutido anteriormente. O comportamento da

potência gerada na turbina por outro lado é basicamente afetada pela razão de pressão, uma vez que nessas condições o fluido se comporta como um gás ideal. Desta forma ocorre um incremento proporcional da variação de entalpia com a razão de pressão, sendo que esta taxa de incremento decresce.

Na Figura 45 é apresentada a variação de entalpia compressor e da turbina para a condição de maior geração de potência do ciclo CSR para o Caso 01, variando somente a razão de pressão da expansão na turbina. Podemos observar que a maior geração de potência líquida ocorre com a pressão de 9500 kPa.

Figura 45 Avaliação da potência líquida.

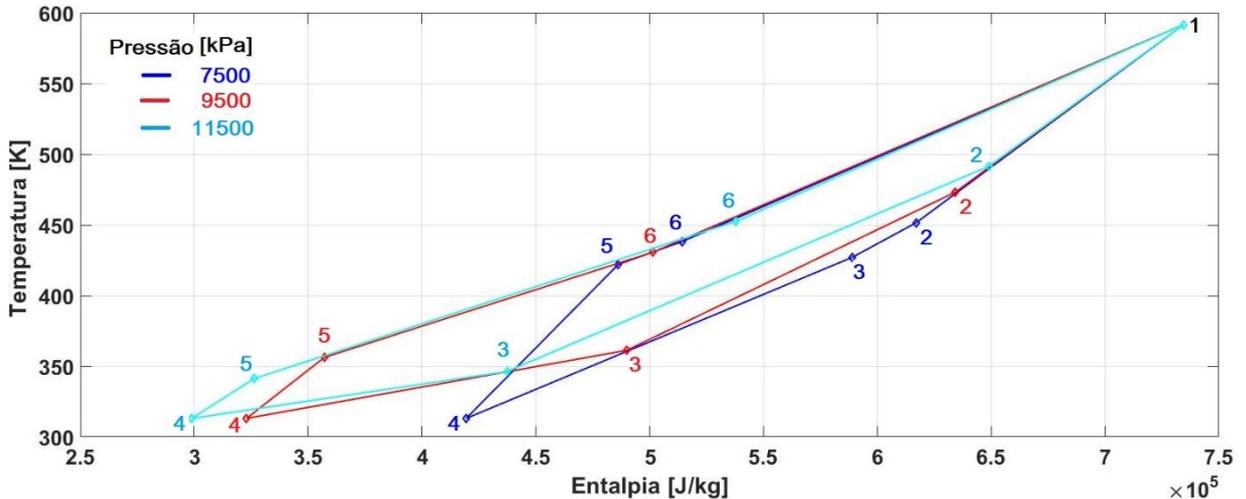


Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 46 é representado o diagrama de temperatura por entalpia para a mesma condição de maior geração de potência do ciclo CSR para o Caso 01, representada na figura pelo diagrama em vermelho. Podemos observar que aumentando a razão de pressão, na representação do diagrama em azul, teremos uma maior expansão e em contrapartida também maior consumo do compressor. Aliado a isso, a compressão neste caso ocorre em uma condição não favorável, e o consumo do compressor é elevado, como pode ser verificado na Figura 45, desta forma o trabalho líquido é penalizado. Uma outra característica nesta ocasião é a limitação da recuperação de calor, uma vez que a temperatura na saída da turbina é reduzida, enquanto na saída do compressor esta possui maior magnitude, de forma que a diferença de temperatura no recuperador decresce limitando a operação do equipamento. De forma análoga, a diminuição da razão de pressão representada pelo diagrama em azul claro,

restringe o trabalho na turbina, enquanto diminui o consumo no compressor. Por outro lado maior quantidade de calor pode ser recuperada no regenerador.

Figura 46 Avaliação da operação do ciclo CSR para diferentes pressões.



Fonte: Elaborada pelo autor.

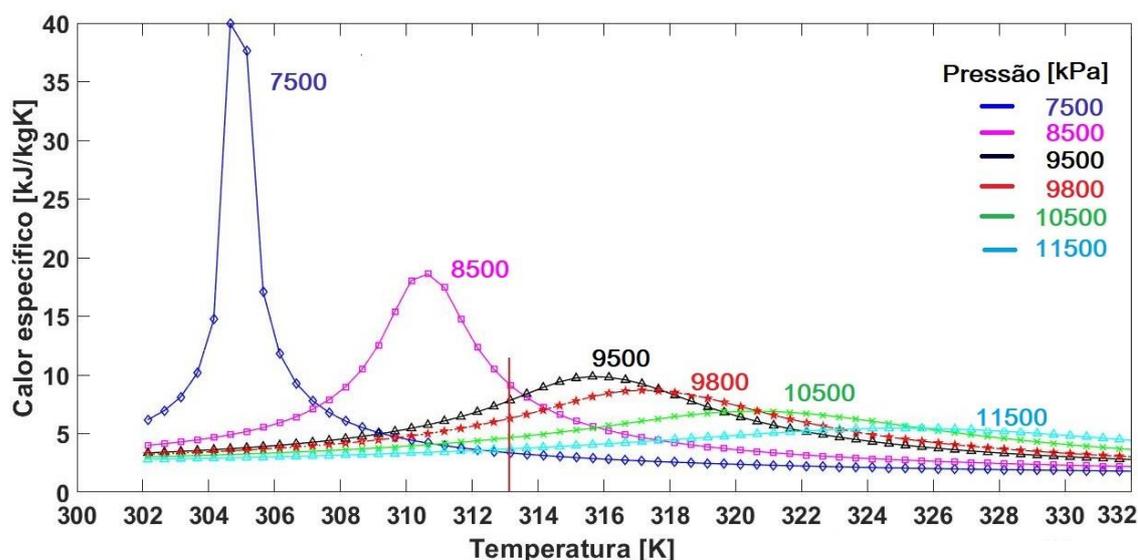
No Caso 01 como a temperatura (T_2) após a expansão será reduzida e (T_5) após a compressão será mais elevada, devido à maior razão de pressão da operação, a diferença de temperatura no recuperador diminui limitando a efetividade do equipamento. Por estas características, proporcionalmente o primeiro caso recupera menor quantidade de calor. De forma análoga, nos Casos 02, como a operação ocorre com menor expansão, a maximização da potência líquida tende à uma operação com maior vazão mássica, e isto implica ao segundo caso maiores áreas de transferência de calor. Enquanto que, como nos Casos 01 ocorrem as maiores razões de pressão, o consumo dos compressores serão maiores. Essas são relações consequentes das difentes condições de operação dos Casos 01 e 02, e podem ser observadas em todas as demais configurações do ciclo S-CO₂. Porém, como cada configuração possui diferentes arranjos, essas relações consequentes se dão de maneira distintas em cada layout. Essa forte dependência do calor específico à variação de pressão e temperatura próximo ao ponto crítico, faz com que deva ser avaliado com cuidado o dimensionamento do resfriador.

Um ponto importante quando a operação do ciclo ocorre próximo ao ponto crítico do CO₂ é a alta demanda de vazão de água de resfriamento. Como discutido em Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004), o calor específico do CO₂ (o qual determinará a vazão mássica da água de resfriamento) é bastante elevado quando é resfriado à temperaturas abaixo de 308 [K] próximo a pressão crítica, como pode ser observado na Figura 47 (utilizando dados do

REFPROP[®]). Isso faz com que a diferença de temperatura no resfriador seja pequena e o requerimento de vazão de água seja muito elevado.

Na otimização das condições de operação do S-CO₂ nesta tese a temperatura de saída do CO₂ no resfriador é limitado a 313 [K], pelas condições de operação da plataforma FPSO. Como visto a pressão de operação afetará o dimensionamento do resfriador, mas também é um fator que afeta o sistema em diferentes parâmetros, que são tidos em conta na otimização.

Figura 47 Comportamento do calor específico CO₂.



Fonte: Elaborada pelo autor.

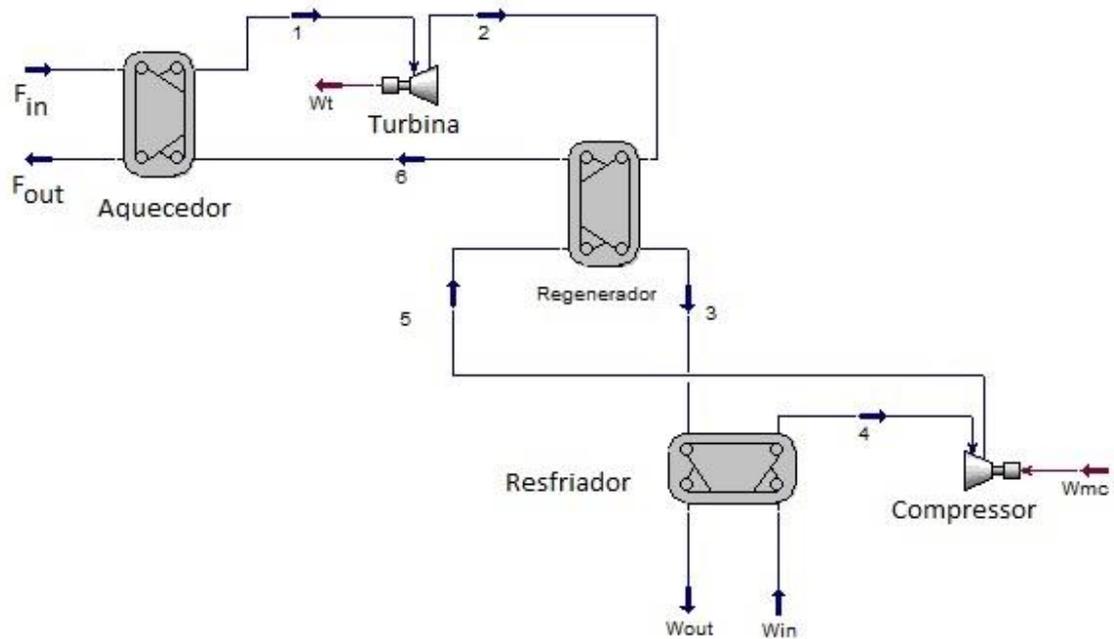
No processo de análise dos ciclos a pressão na entrada da turbina é uma variável de otimização. Embora, observou-se para todas configurações, um completo domínio da operação a pressões mais elevadas, no seu ponto limite, no Caso 01 a pressão de operação ocorre a 30 MPa e no Caso 02 a 20 MPa.

5.1.1 Layout 01: Ciclo simples com recuperação CSR

Nas Figuras 48, 51, 54, 57 e 60 são apresentadas a disposições dos equipamentos dos ciclos S-CO₂ de acordo com a simulação no software ASPEN-HYSYS para as respectivas configurações CSR, CR, CPC, CRI e CRP.

O arranjo CSR é a configuração menos complexa avaliada, e diferentemente das demais, conta com apenas um recuperador de calor, e uma compressão única.

Figura 48 Configuração ciclo CSR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

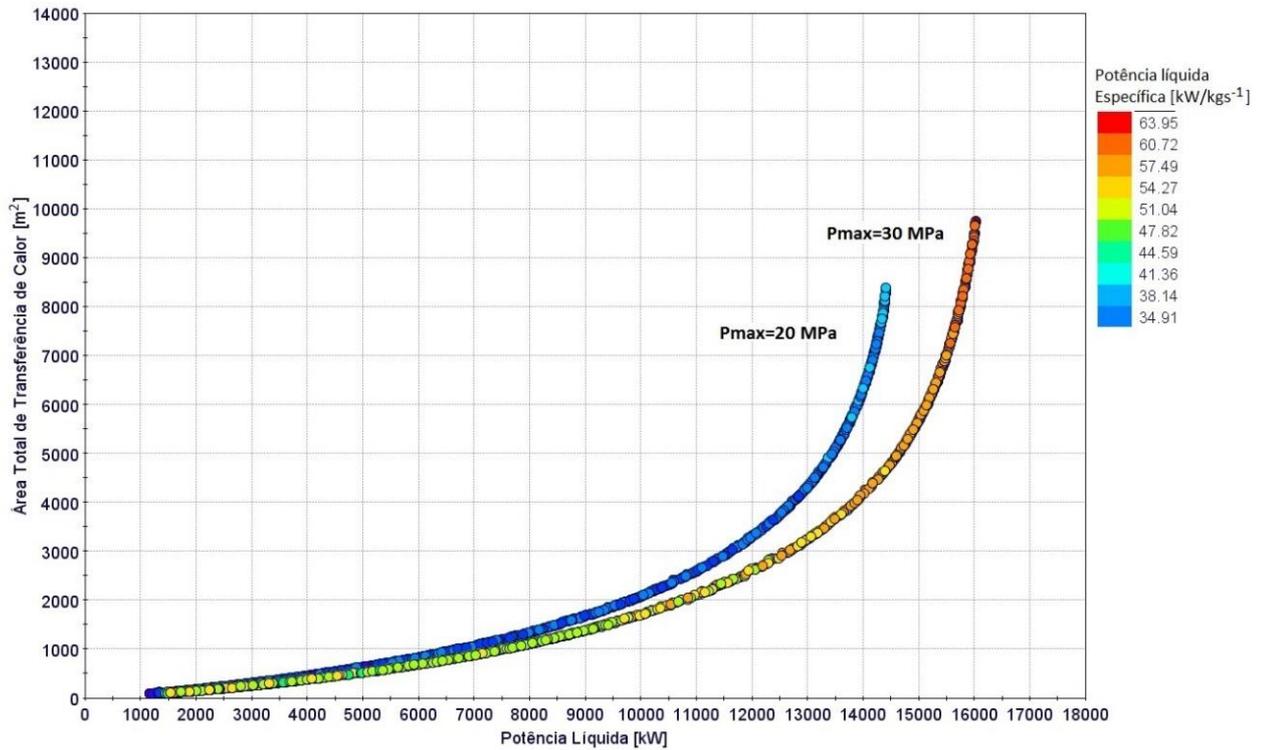
A fronteira de Pareto da otimização do ciclo S-CO₂ simples e com um recuperador de calor é apresentado na Figura 49.

A maior geração de potência líquida (W_n) no Caso-01 foi de 16020 [kW] com área total de troca de calor igual a 9477 [m²]. Já para o caso 2 a maior potência líquida foi de 14399 [kW] requerendo uma área total de 8389 [m²].

Nas Tabelas 19, 20, 21, 22 e 23, são apresentados cinco resultados ótimos referentes aos Casos 01 e 02 respectivamente, em cada uma das configurações dos ciclos S-CO₂. Os resultados são referentes à maior geração de potência líquida, seguido do resultados mais próximos as potências líquidas de referência: 12000 , 9000, 6000 e 3000 kW. Desta forma é possível interpretar e verificar as diferenças das condições de operação em todo o espectro de resultados ótimos.

No ciclo ciclo CSR as pressões para o Caso 01 variam entre 8700 a 9500 kPa onde as maiores potências líquidas estão associadas com a pressão de 9500 kPa. No Caso 02 a pressão ideal é inferior, operando em quase totalidade dos resultados a 8900 kPa.

Figura 49 Paretos layout CSR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 19 Resultados selecionados do Pareto do layout CSR.

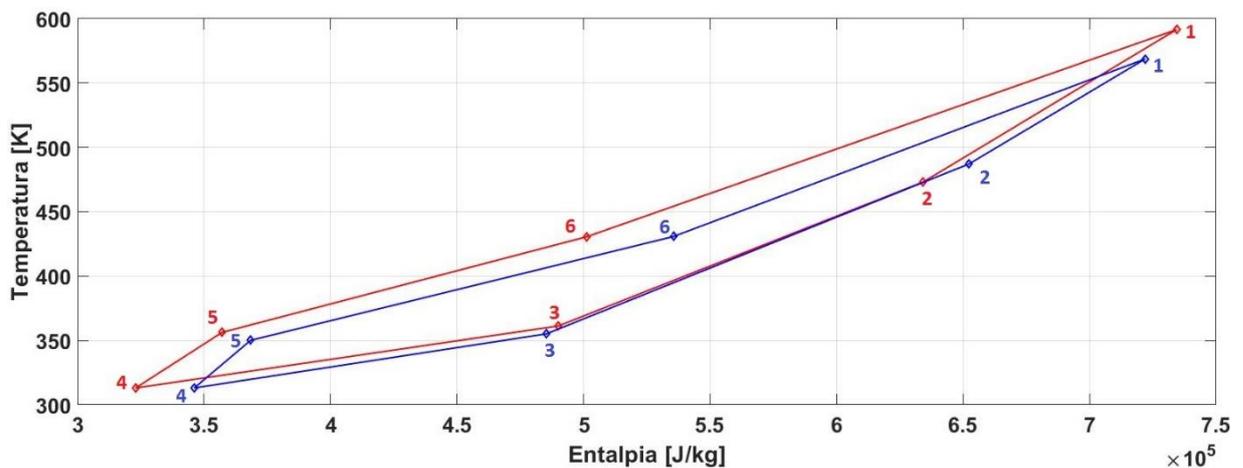
	1	2	3	4	5	1'	2'	3'	4'	5'
W_n [kW]	16020	12044	9025	6022	3010	14399	12018	9006	6014	3003
W_t [kW]	25081	20383	16003	10678	5305	21797	18969	14127	9533	5359
W_c [kW]	8559	7932	6658	4442	2189	6962	6572	4838	3328	2248
\dot{m} [kg/s]	251	224	171	115	56	313	295	217	150	79
\dot{Q}_{evp} [kW]	58375	50813	42011	28096	14488	58357	53478	44162	30606	17214
\dot{Q}_{reg} [kW]	36142	20498	9594	6281	2663	52271	39692	25555	16071	4716
\dot{Q}_{cond} [kW]	41854	38361	32666	21861	11372	43523	41081	34873	24401	14104
AT [m²]	9747	2623	1405	697	260	8389	3337	1697	838	317
η_{ciclo} [%]	27,44	23,70	21,48	21,43	20,78	24,67	22,47	20,39	19,65	17,44
W_{esp} [kJ/kg]	63,95	53,77	52,77	52,55	53,28	46,03	40,70	41,43	40,21	38,03
W_n/A [kW/m²]	1,64	4,59	6,42	8,65	11,58	1,72	3,60	5,31	7,18	9,49

Fonte: Elaborada pelo autor.

Nas Figura 50, Figura 53, Figura 56, Figura 59 e Figura 61 serão representados os diagramas com as condições de temperatura e entalpia para cada equipamento, para as condições de operação referentes à maior geração de potência dos Casos 01 e 02, para cada um dos respectivas configurações dos ciclos S-CO₂.

Em ambos os casos a eficiência do ciclo é diretamente dependente da efetividade do recuperados de calor. Embora recupere menos calor, a operação com maiores pressões também implica, proporcionalmente entre os casos, em menor absorção de calor da fonte térmica e maior geração de potência líquida, o que confere ao Caso 01 maiores eficiências termodinâmicas que o segundo. Em média, o calor regenerado no recuperador representa 33% do calor absorvido na fonte para o Caso 01, enquanto essa taxa é de 60% no Caso-02. Esses valores são os menores entre todas configurações avaliadas. O consumo do compressor representa em média 40% e 36% da potência gerada na turbina nos resultados ótimos de cada um dos casos. Essas características podem ser observadas na Figura 50.

Figura 50 Diagrama da operação do ciclo CSR.

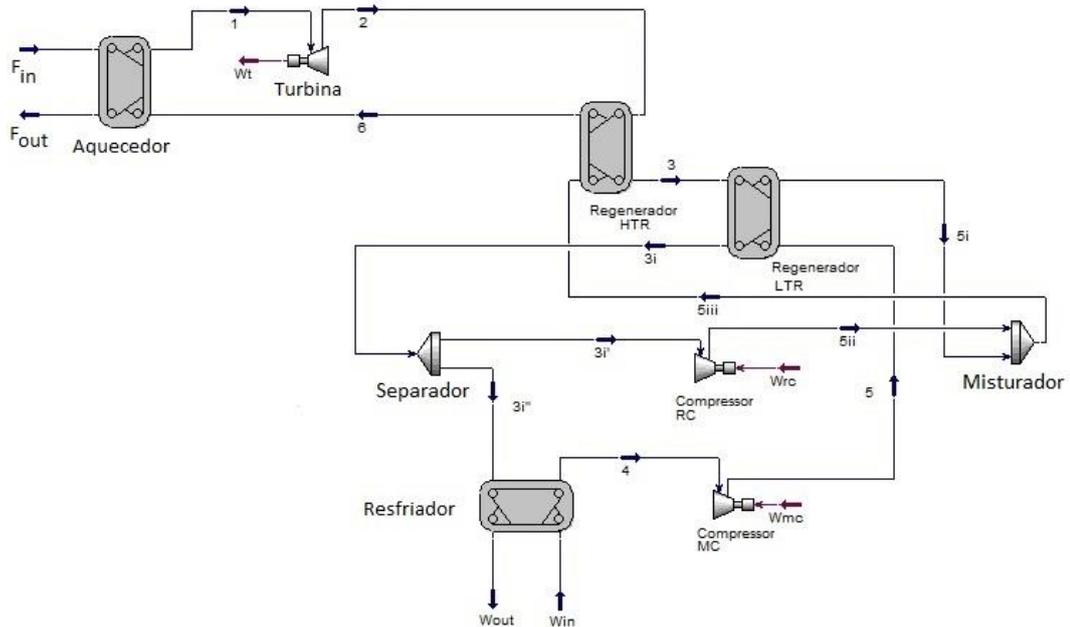


Fonte: Elaborada pelo autor.

5.1.2 Layout 02: Ciclo com recompressão CR

Como pode ser observado na Figura 51, o ciclo CR utiliza um processo de recompressão visando superar as limitações da recuperação de calor do ciclo CSR. Para isto sua configuração é acrescida de um compressor (Compressor de Recompressão), e um recuperador de calor. Desta forma a recuperação de calor de baixa temperatura, na saída da compressão principal, é realizada pelo recuperador LTR, enquanto que em seguida, o regenerador HTR promove uma recuperação de calor adicional de alta temperatura. O escoamento após o recuperador LTR é repartido entre a recompressão e a compressão principal.

Figura 51 Configuração ciclo CR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A fronteira dos resultados ótimos é apresentada na

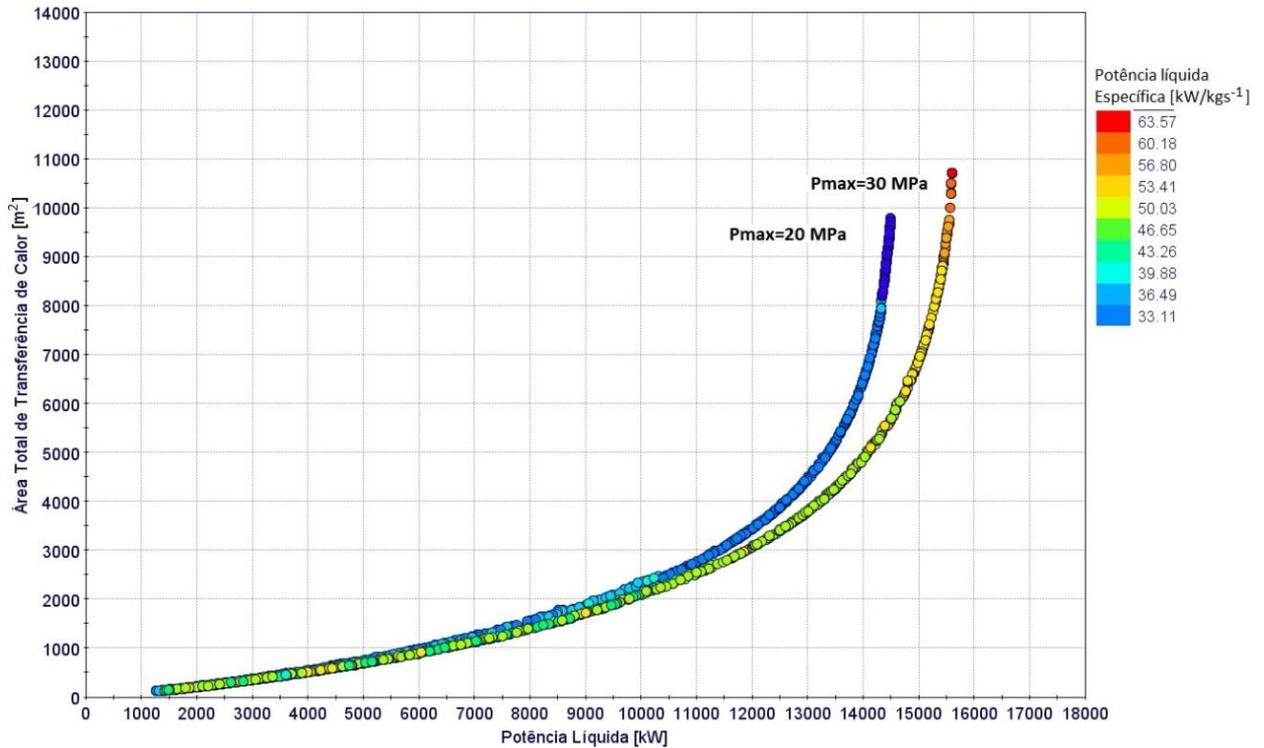
Figura 52. A maior geração de potência líquida no Caso 01 foi de 15602 [kW] com área total de troca de calor igual a 10707 [m²]. Já para o Caso 02 a maior potência líquida foi de 14490 [kW] requerendo uma área total de 9788 [m²].

Da Tabela 20 pode-se observar que com a recuperação de calor em dois equipamentos, regenerador de alta temperatura (HTR) e baixa temperatura (LTR) permite ao ciclo maior recuperação de calor comparado ao layout CSR. Consequentemente maior área de troca de calor é requerida. A maior recuperação de calor nos recuperadores confere à essa configuração elevada eficiência de Primeira Lei, ligeiramente inferior apenas ao ciclo de resfriamento intermediário.

No ciclo CR, o somatório do calor dos regeneradores representa em média 92% e 105% do calor total absorvido na fonte, em cada um dos casos. Nesta configuração a maior parte do calor recuperado ocorre no regenerador LTR, que representa no Caso 01 93% do calor recuperado no ciclo, enquanto que no Caso 02 é responsável por 86%.

Embora grande quantidade de calor seja recuperado nessa configuração, este efeito não contribui para aumento da potência gerada. Desta forma, a potência líquida específico nessa configuração, em geral, é o menor dentre os cinco layouts avaliados.

Figura 52 Paretos Layout CR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 20 Resultados selecionados do Pareto do layout CR.

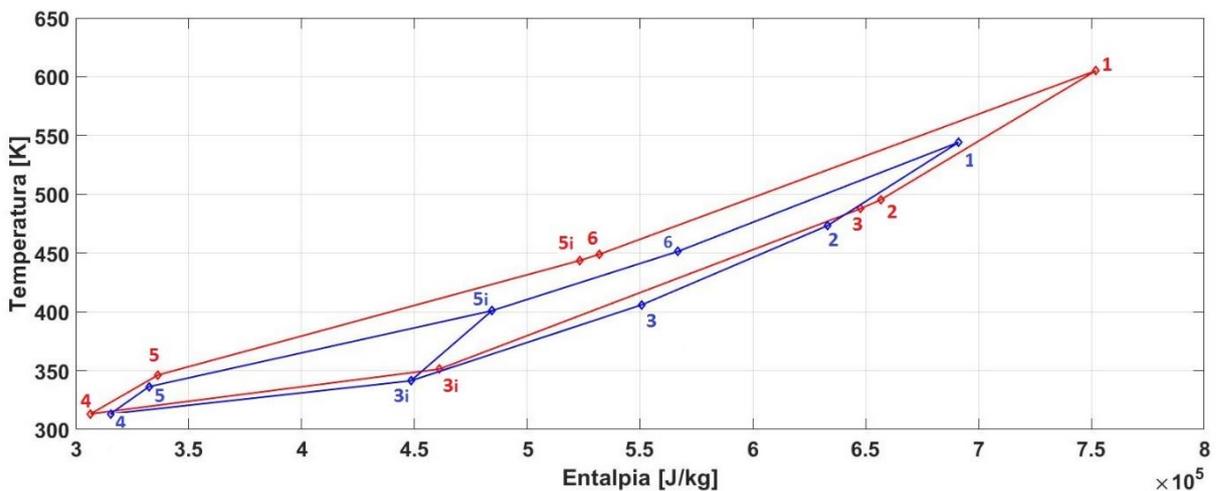
	1	2	3	4	5	1'	2'	3'	4'	5'
W_n [kW]	15602	12035	9023	6003	3050	14490	12012	9006	6013	3020
W_t [kW]	23421	18600	14138	9200	5083	24951	18495	14431	10114	5343
W_c [kW]	7350	6193	4832	3013	1932	9963	6113	5137	3899	2216
W_{rc} [kW]	0	0	286	0	563	5037	737	1031	1338	955
W_{mc} [kW]	7350	6193	4546	3013	1369	4925	5376	4106	2561	1260
\dot{m} [kg/s]	245	222	173	111	60	429	293	205	140	74
\dot{Q}_{evp} [kW]	54003	44266	35029	22746	11793	53436	50810	36002	24290	12397
\dot{Q}_{regL} [kW]	45811	37590	30191	19402	10209	43912	45004	31928	21651	11115
\dot{Q}_{regH} [kW]	2167	3867	1605	2105	622	35268	2911	2106	1396	565
\dot{Q}_{regT} [kW]	47977	41457	31796	21508	10831	79181	47915	34034	23048	11680
\dot{Q}_{cond} [kW]	37933	31859	25723	16559	8642	38448	38428	26708	18075	9270
AT [m ²]	10707	3117	1737	910	366	9788	3449	1890	989	385
η_{ciclo} [%]	28,89	27,19	25,76	26,39	25,86	27,12	23,64	25,01	24,76	24,36
W_{esp} [kJ/kg]	63,57	54,20	52,17	54,03	50,69	33,78	41,04	43,95	42,89	40,78
W_n/A [kW/m ²]	1,46	3,86	5,19	6,59	8,34	1,48	3,48	4,77	6,08	7,84

Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 53 observa-se que a representação da condição de maior geração de potência do Caso 01 ocorre sem recompressão, diferentemente do Caso 02. No primeiro caso, por operar com pressões mais elevadas e conseqüentemente temperaturas mais elevadas na

entrada da turbina, as características da operação do ciclo permitem mais opções de variação das propriedades. Isso significa que, como a temperatura (T_2) na entrada de HTR é superior, permite configurações em que menor calor é absorvido em HTR, e a temperatura (T_3) é elevada. Desta forma a quantidade de calor em HTR é elevada, dispensando quando propício, o uso da recompressão. No Caso 02 operando com menores pressões, maior quantidade de calor é absorvido nos recuperadores em comparação ao Caso 01, e o ciclo opera com vazão mássica mais elevada.

Figura 53 Diagrama da operação do ciclo CR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

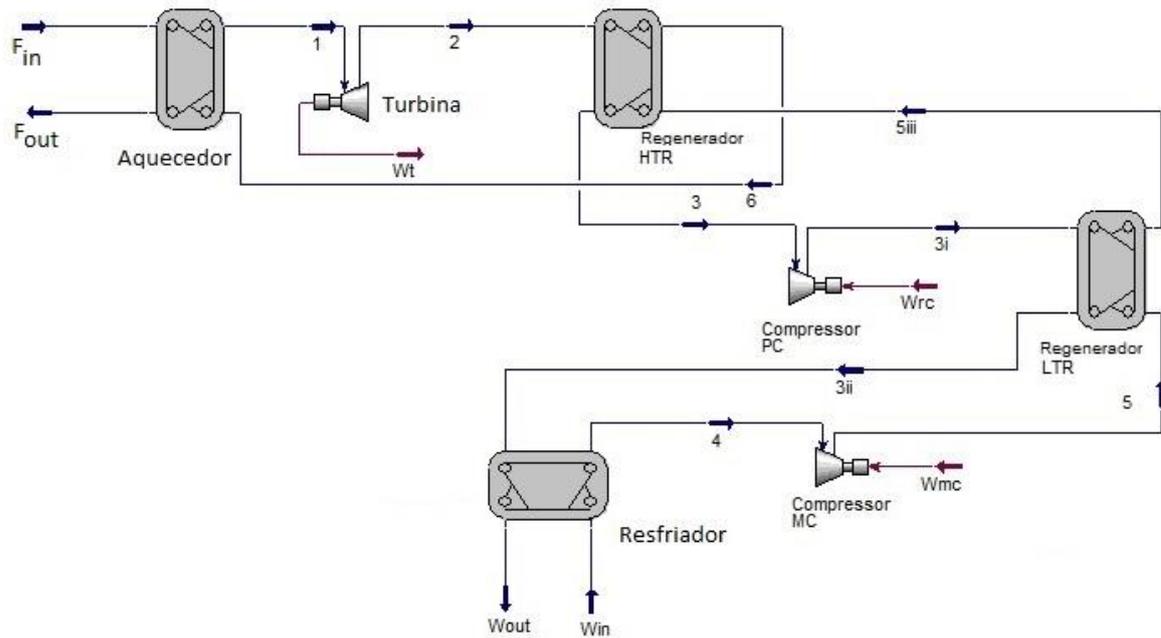
No Caso-01 o consumo do compressor principal (Compressor MC1) representa em média 93% do consumo total da compressão do ciclo, enquanto a recompressão 07%. O consumo total da compressão significa 34% da potência gerada na turbina. Já no Caso 02 a compressão principal é responsável por 68% contra 32% da recompressão, representando no total 38% da potência gerada na turbina.

5.1.3 Layout 03: Ciclo com pré-compressão CPC

A configuração CPC apresentada na Figura 54, assim como no layout CR, é acrescida de um recuperador de calor e um compressor. Porém neste modelo, ocorre uma pré-compressão do escoamento após o recuperador de alta temperatura, e posteriormente parte do calor do fluido de trabalho é recuperado no trocador LTR.

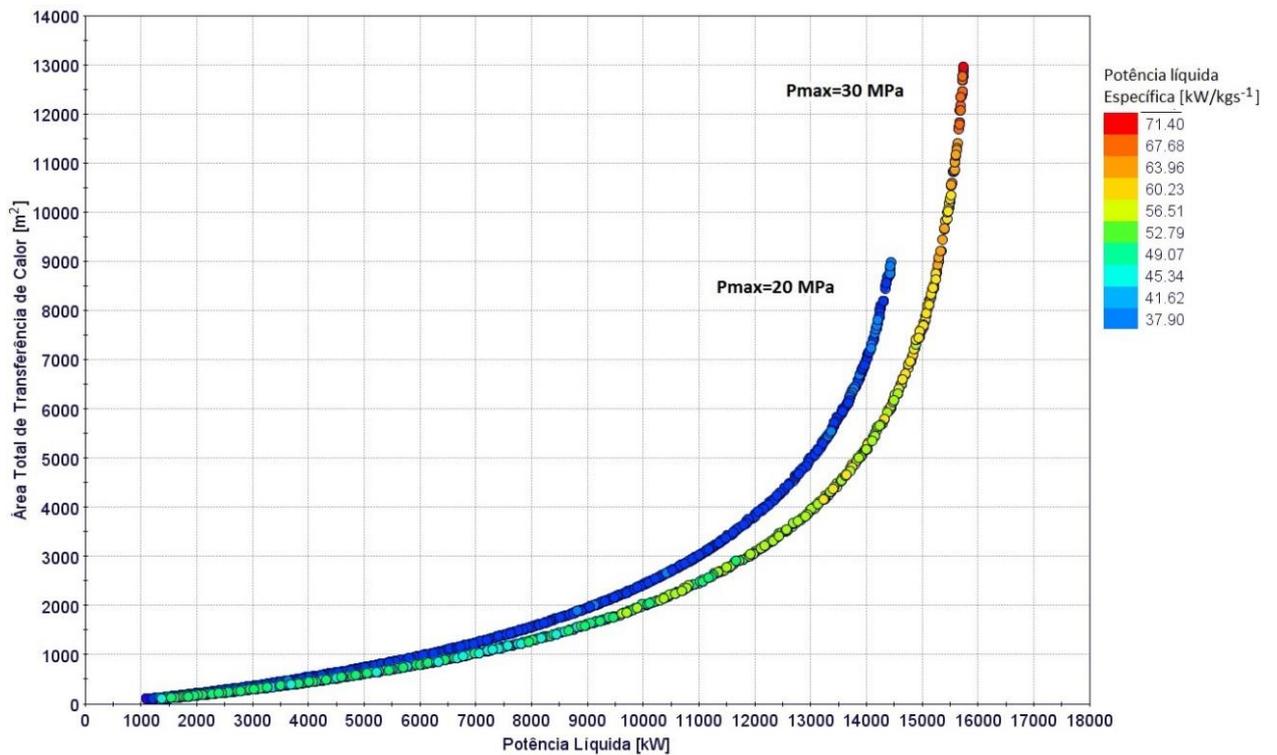
Os resultados ótimos da simulação são apresentados na Figura 55, para os Casos 01 e 02. A maior geração de potência líquida no primeiro caso foi de 15741 [kW] com área total de troca de calor igual a 12959 [m²]. Já para o Caso 02 a maior potência líquida foi de 14431 [kW] requerendo uma área total de 8993 [m²].

Figura 54 Configuração ciclo CPC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 55 Paretos Layout CPC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A operação com potências mais elevadas, Caso 01 proporciona a maior geração de potência aliado à menores áreas de troca de calor como pode ser observado nos resultados da Tabela 21.

Tabela 21 Resultados selecionados do Pareto do layout CPC.

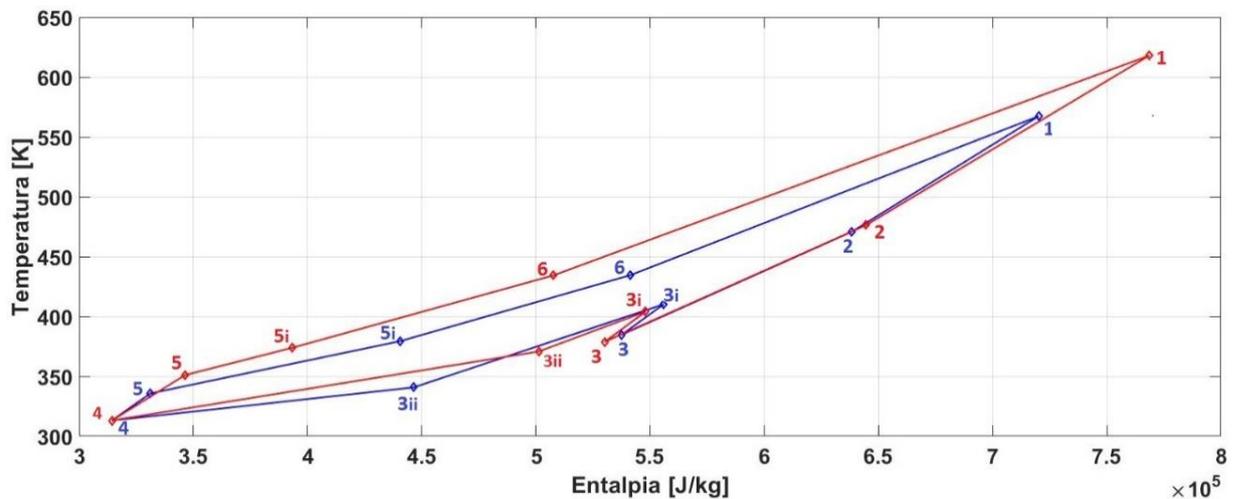
	1	2	3	4	5	1'	2'	3'	4'	5'
W_n [kW]	15741	12001	9001	6007	3038	14431	12042	9002	6010	3039
W_t [kW]	27315	22447	17520	11657	5888	26313	22054	16102	11086	5501
W_c [kW]	11028	9997	8169	5417	2731	11357	9570	6778	4854	2352
W_{pc} [kW]	3957	3687	2998	1988	1060	5937	4903	3364	2455	1160
W_{mc} [kW]	7072	6310	5171	3429	1671	5419	4667	3414	2399	1192
\dot{m} [kg/s]	220	197	162	107	52	322	277	203	142	71
\dot{Q}_{evp} [kW]	57497	50063	42809	29307	14899	57446	53575	43506	30510	17091
\dot{Q}_{regL} [kW]	10323	10760	5811	2974	2360	35207	22627	9080	7493	945
\dot{Q}_{regH} [kW]	25234	13794	8790	5950	2268	32397	27876	23369	14020	7767
\dot{Q}_{regT} [kW]	35557	24554	14600	8924	4628	67604	50503	32450	21513	8711
\dot{Q}_{cond} [kW]	41210	37613	33458	23067	11743	42489	41091	34182	24278	13943
AT [m ²]	12959	3115	1629	811	316	8993	3895	1967	984	375
η_{ciclo} [%]	27,38	23,97	21,02	20,50	20,39	25,12	22,48	20,69	19,70	17,78
W_{esp} [kJ/kg]	71,40	60,96	55,72	56,11	58,16	44,88	43,49	44,45	42,23	42,97
W_n/A [kW/m ²]	1,21	3,85	5,52	7,41	9,62	1,60	3,09	4,58	6,11	8,11

Fonte: Elaborada pelo autor.

No Caso 01 desta configuração, o trabalho específico é superior aos anteriores. O mesmo não se observa no Caso 02. As eficiências Termodinâmicas do ciclo são próximas às observadas no layout CSR, e inferiores às do layout CR.

Da análise da otimização desta configuração, nota-se que o ciclo opera com as menores pressões limitadas para a análise 7600 [kPa]. Essa condição é necessária para proporcionar menor temperatura (T_3) na entrada da pré-compressão como observado na Figura 56, reduzindo o consumo no equipamento. Dos resultados ótimos se observa uma tendência de o ciclo operar com temperaturas na entrada da turbina superior aos demais layouts, implicando em uma menor vazão mássica. Por outro lado, com as maiores razões de pressão, neste arranjo ocorrem os maiores trabalhos da turbina, embora haja uma penalização da potência líquida devido elevado consumo dos compressores.

Figura 56 Diagrama da operação do ciclo CPC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A quantidade de calor recuperado neste ciclo não é uma característica significativa do layout, representando no primeiro caso à 41% do calor absorvido da fonte. A recuperação em LTR continua sendo superior 61% enquanto 39%. Já no segundo caso a regeneração representa 82% do calor absorvido na fonte, embora nesta ocasião o equipamento HTR seja mais representativo com 66% do calor recuperado.

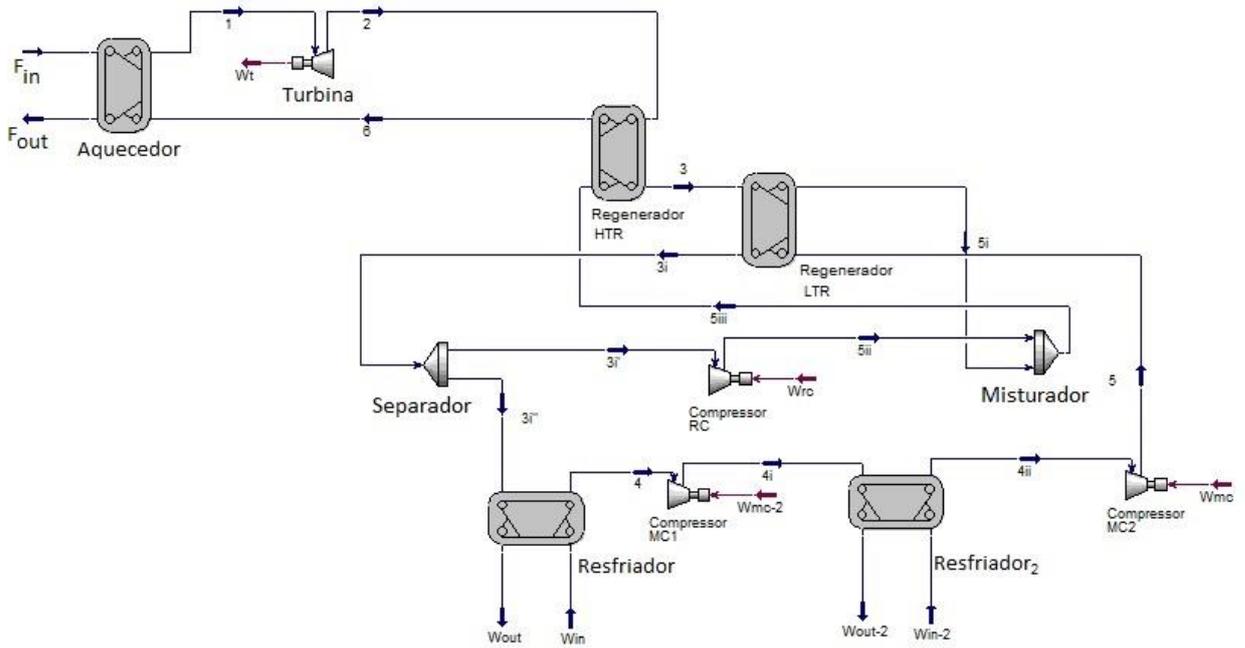
A compressão principal equivale em média à 63% do consumo total dos compressores enquanto a pré-compressão 37%. O montante corresponde à 45% da potência gerada na turbina. No Caso 02 o compressor principal representa 49% enquanto a pré-compressão possui maior influência, atingindo em média 51% do consumo total. A potência requerida nos compressores deste caso significa 43% da potência gerada na turbina.

5.1.4 Layout 04: Ciclo com resfriamento intermediário CRI

Na Figura 57 é apresentado a disposição dos equipamentos do ciclo com resfriamento intermediário com recuperação. Esta configuração se assemelha ao Ciclo com Recompressão, embora incrementa um compressor secundário e um resfriador intermediário a estes.

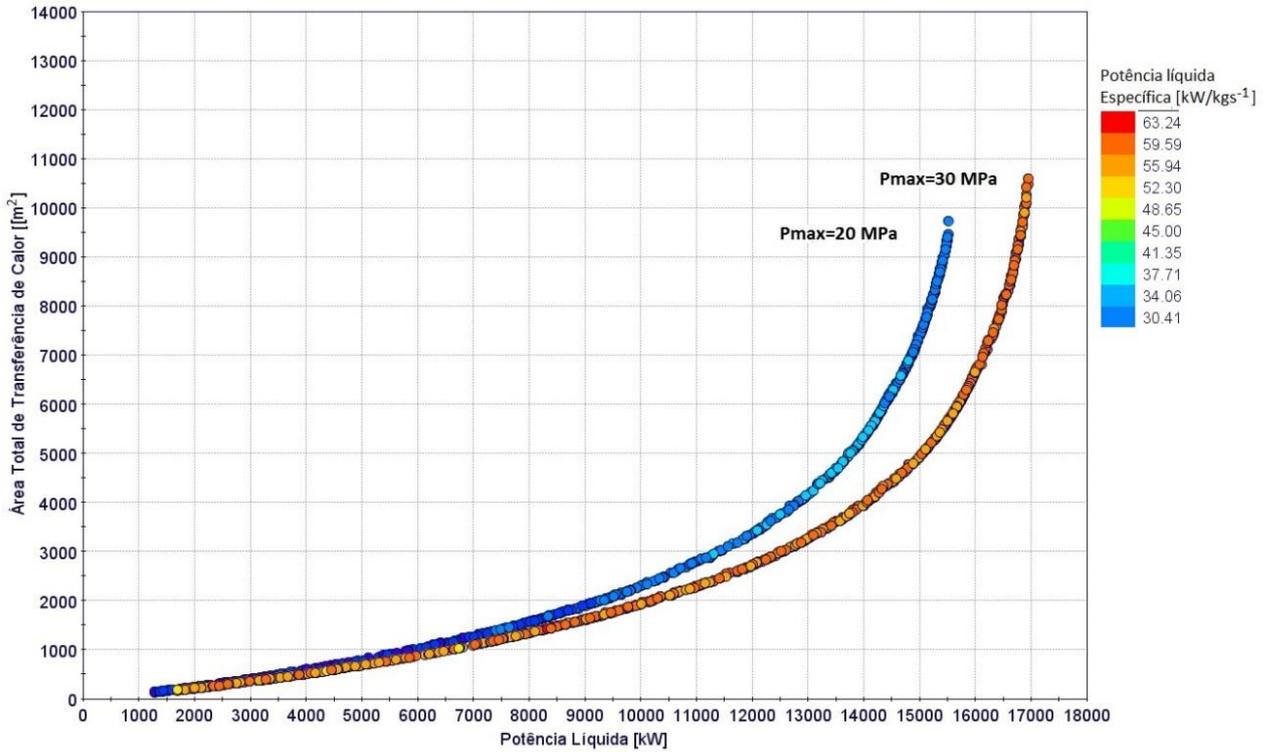
Os resultados da otimização dos parâmetros de operação do ciclo S-CO₂ com resfriamento intermediário são apresentados na Figura 58. A maior geração de potência líquida no Caso 01 foi de 16941 [kW] com área total de troca de calor igual a 10594 [m²]. Já para o Caso 02 a maior potência líquida foi de 15505[kW] requerendo uma área total de 9475[m²].

Figura 57 Configuração Layout CRI.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 58 Paretos Layout CRI.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Da Tabela 22 pode ser observado que, nesta configuração, para o Caso 01 a maior parcela do consumo dos compressores ocorre no compressor principal, correspondendo em média a 61% do consumo total dos compressores. Em seguida a compressão secundária, que representa 29%, e a recompressão, 10% do consumo total dos compressores. Isto significa 34% da potência gerada na turbina.

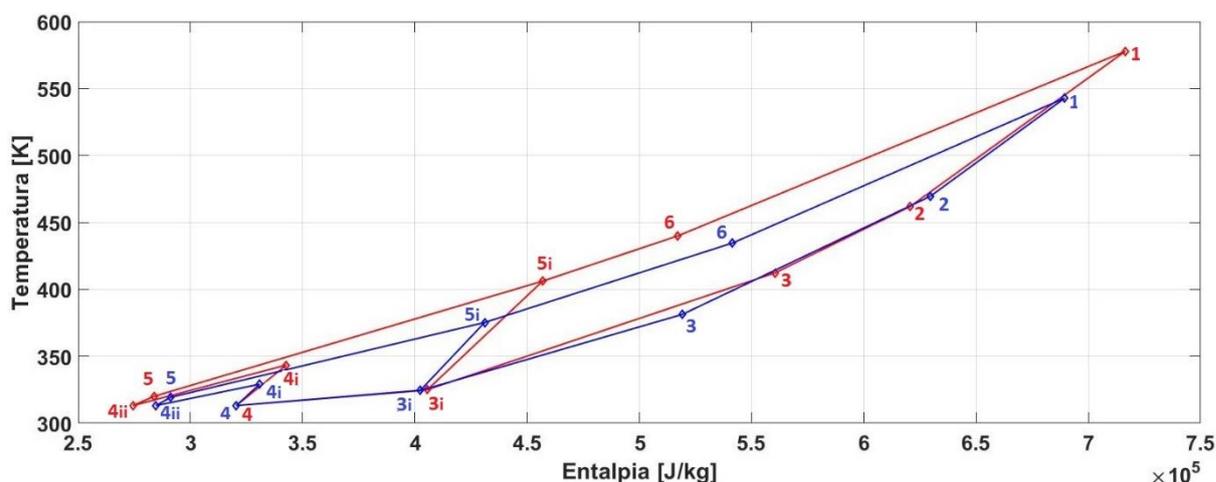
Tabela 22 Resultados selecionados do Pareto do layout CRI.

	1	2	3	4	5	1'	2'	3'	4'	5'
W_n [kW]	16941	12000	9009	6116	3112	15505	12021	9016	6086	3104
W_t [kW]	27000	18766	13811	9676	4910	23271	19787	15837	11276	5779
W_c [kW]	9519	6391	4525	3366	1700	7301	7370	6504	4964	2560
W_{rc} [kW]	1531	0	0	602	290	1844	3142	3479	2966	1522
W_{mc1} [kW]	5609	4362	3061	1821	929	3337	1542	1182	806	353
W_{mc2} [kW]	2379	2029	1464	943	481	2119	2686	1843	1193	684
\dot{m} [kg/s]	282	202	143	102	52	388	299	238	169	87
\dot{Q}_{evp} [kW]	56160	45040	33062	22727	11551	57433	47968	37001	25678	13204
\dot{Q}_{regL} [kW]	43612	37146	27148	18916	9605	45323	40509	31651	22222	11506
\dot{Q}_{regH} [kW]	16964	2035	2025	973	528	42872	13562	8905	5107	2146
\dot{Q}_{regT} [kW]	60576	39181	29173	19889	10133	88194	54071	40556	27328	13651
\dot{Q}_{con1} [kW]	21458	19055	14179	10491	5317	18032	22420	18032	12926	3140
\dot{Q}_{con2} [kW]	17221	13609	9597	5926	3024	14951	13132	9637	6439	13204
\dot{Q}_{conT} [kW]	38679	32665	23776	16417	8341	32983	35551	27669	19366	16344
AT [m ²]	10594	2721	1626	911	378	9475	3384	1907	1035	430
η_{ciclo} [%]	30,17	26,64	27,25	26,91	26,94	27,00	25,06	24,37	23,70	23,5
W_{esp} [kJ/kg]	60,11	59,31	62,83	59,71	59,86	1,64	40,23	37,96	36,10	35,51
W_n/A [kW/ m ²]	1,60	4,41	5,54	6,71	8,23	39,95	3,55	4,73	5,88	7,22

Fonte: Elaborada pelo autor.

O layout CRI opera com pressões de baixa de 9600 kPa em quase totalidade dos pontos ótimos. Suas condições de operação garantiram a maior recuperação de calor nos regeneradores. Assim como levam à maiores vazões mássicas que os demais proporcionalmente. Na Figura 59 podemos observar que no Caso 01 proporcionalmente uma maior quantidade de calor é absorvida em LTR, em média 90% do calor é recuperado em LTR e 10% no HTR, enquanto que no Caso 02 essa taxa é de 74% no LTR e 26% no HTR. No Caso-02 as operações ocorrem com temperaturas menos elevadas e a configuração permite a maior recuperação de calor dentre as avaliadas, correspondendo a 117% do calor absorvido da fonte, enquanto que no primeiro corresponde a 92%. Esta configuração proporciona também expressiva geração de potência líquida, de forma que apesar apresenta um trabalho específico superior ao ciclo CR, mas inferior ao CRP.

Figura 59 Diagrama da operação do ciclo CRI.



A eficiência Termodinâmica nos resultados do layout CRI são as maiores entre as cinco configurações avaliadas. No Caso 01 desta configuração, ocorrem os maiores trabalhos líquidos específicos, em relação aos casos anteriores, sendo inferiores apenas ao layout CRP.

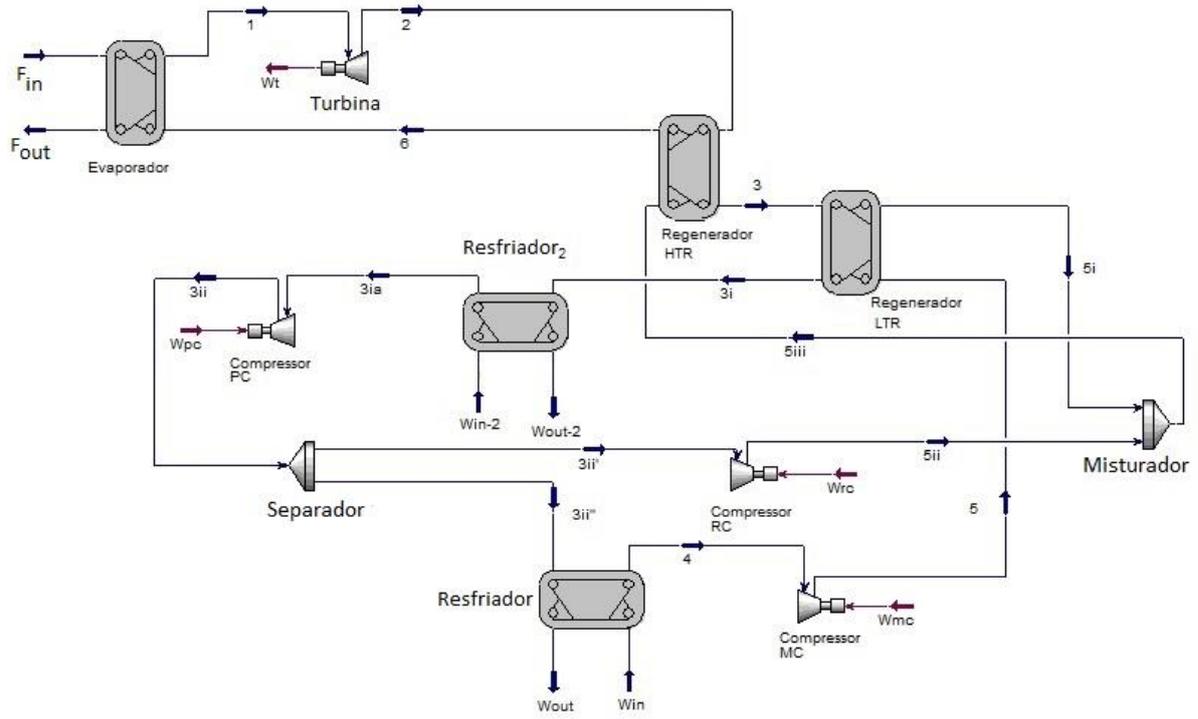
Enquanto que no Caso 02 há uma mudança muito significativa nas condições de operação. Dentre as condições de operação dos resultados ótimos, a compressão principal corresponde em média à 28% do consumo total da compressão, enquanto do secundário equivale a 31% e a recompressão 41%. Representando em média à 40% da potência gerada no ciclo.

5.1.5 Layout 05: Ciclo com resfriamento parcial CRP

O ciclo CRP também é um ciclo de recompressão, porém atuando com um compressor adicional que realiza uma pré-compressão, antecedido por um resfriador complementar, como representado na Figura 60.

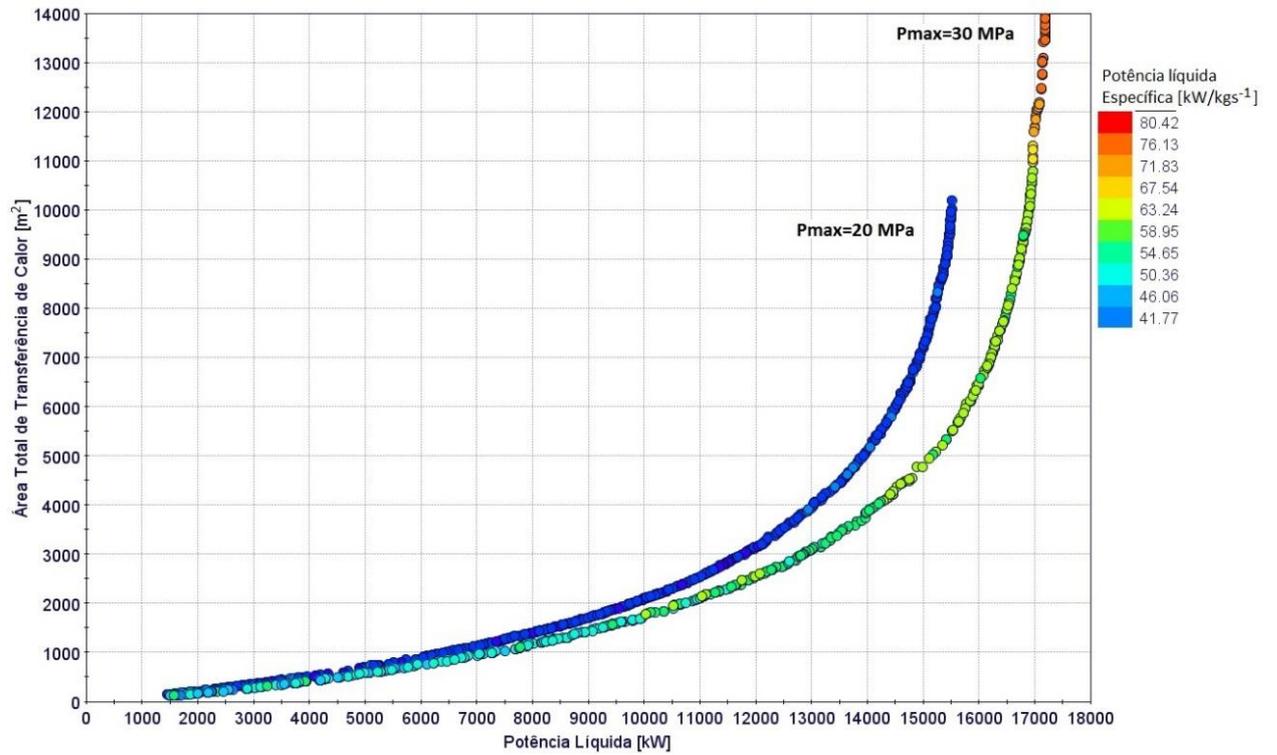
A fronteira de Pareto desta configuração do ciclo S-CO₂ é apresentada na Figura 61. A maior geração de potência líquida no Caso 1 foi de 17190 [kW] com área total de troca de calor igual a 13986 [m²]. Já para o caso 2 a maior potência líquida foi de 15508 [kW] requerendo uma área total de 10204 [m²].

Figura 60 Configuração Layout CRP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 61 Paretos Layout CRP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na avaliação dos resultados ótimos do ciclo CRP representados na Tabela 23, têm-se que a partir da configuração do ciclo com resfriamento parcial são alcançados os maiores valores de trabalho líquido e trabalho líquido específico entre todas configurações. As eficiências da Primeira Lei nesta configuração são inferiores aos layouts de recompressão CR e CRI.

Tabela 23 Resultados selecionados do Pareto do layout CRP.

	1	2	3	4	5	1'	2'	3'	4'	5'
W_n [kW]	17190	12045	9070	6097	3025	15508	12027	9064	6030	3006
W_t [kW]	26649	19535	14839	10371	5018	26417	21131	15396	10354	5051
W_c [kW]	8927	7100	5472	4066	1893	10381	8682	6024	4117	1944
W_{pc} [kW]	0	222	913	712	333	4290	3166	1726	1576	612
W_{mc1} [kW]	6857	5364	2297	803	346	6857	5364	2297	803	346
W_{mc2} [kW]	2069	1514	2262	2550	1215	3062	2638	1906	1235	606
\dot{m} [kg/s]	214	194	153	107	50	316	272	197	128	63
\dot{Q}_{evp} [kW]	59378	49436	38561	28213	13245	55195	51956	40120	26385	12631
\dot{Q}_{regL} [kW]	28659	18735	10304	6588	2978	22562	21477	17812	9723	5409
\dot{Q}_{regH} [kW]	2911	2665	8140	4411	2888	31320	13043	7494	6693	3435
\dot{Q}_{regT} [kW]	31570	21400	18444	10999	5866	53881	34520	25306	16415	8844
\dot{Q}_{con1} [kW]	23716	16278	9561	6308	2857	4782	18988	15745	8594	4782
\dot{Q}_{con2} [kW]	17938	20723	19634	15601	7262	19216	19216	19216	19216	19216
\dot{Q}_{conT} [kW]	41655	37000	29194	21908	10119	23998	38204	34961	27810	23998
AT [m ²]	13986	2577	1445	773	295	10204	3162	1740	894	368
η_{ciclo} [%]	28,95	24,36	23,52	21,61	22,84	28,10	23,15	22,59	22,85	23,80
W_{esp} [kJ/kg]	80,42	61,98	59,35	57,03	61,06	49,04	44,26	46,05	47,25	48,05
W_n/A [kW/m ²]	1,23	4,67	6,28	7,89	10,24	1,52	3,80	5,21	6,74	8,16

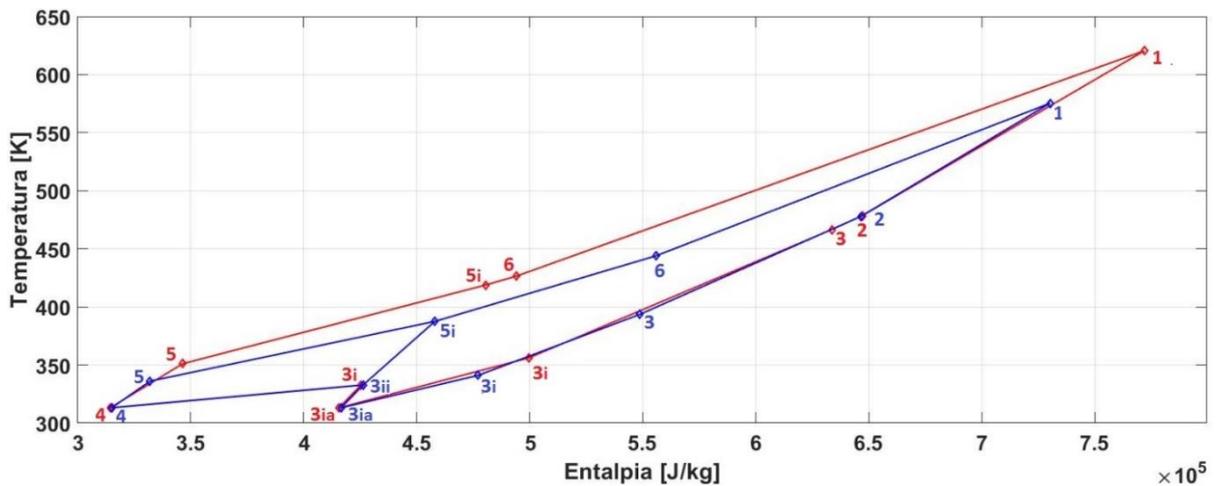
Fonte: Elaborada pelo autor.

Como pode ser observado na Figura 62 a maior quantidade de calor recuperada no Caso 01 ocorre em LTR, como característica da operação com maiores pressões. Neste layout a recuperação em LTR representa 61% enquanto 39% é recuperado no equipamento HTR, enquanto que no Caso 02 esta taxa é de 66% e 34% respectivamente.

A quantidade de calor recuperado neste ciclo é a menor dentre os layouts de recompressão, representando no primeiro caso à 41% e no segundo 82% do calor absorvido da fonte. Devido as características de operação do ciclo CRP apresentadas anteriormente, a condição do escoamento de CO₂ na entrada do aquecedor apresenta as menores temperaturas (T₆) dentre todos outros layouts, e diretamente relacionado com menores temperaturas de saída do fluxo da fonte de calor, ou seja, maior aproveitamento de energia da fonte de calor. Enquanto que a temperatura na entrada da turbina (T₁) também será elevada, desta forma

apresentará as maiores variações de entalpia do CO₂ no aquecedor, e logo as vazões mássicas do fluido de trabalho são inferiores. Esta característica levaria à uma penalização na geração de potência da turbina. Em contraponto, o ciclo opera com as maiores expansões na turbina entre os layouts de recompressão. Dessa forma o trabalho líquido é elevado, favorecido pela compressão em etapas. Isso proporciona ao ciclo CRP os maiores trabalhos específicos. O ciclo CRP apresenta eficiências apreciáveis, porém menores que CR e CRI, embora sua taxa de recuperação de calor seja substancialmente inferior a estas configurações, porém é compensado por altos valores de trabalho líquido.

Figura 62 Diagrama da operação do ciclo CRP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O maior consumo dos compressores do ciclo com resfriamento parcial, no Caso 01 ocorre no compressor principal, significando 46% do consumo total, seguido pela pré-compressão 43%, e da recompressão 11%. O somatório da compressão representa 37% da potência da turbina. No segundo caso, o compressor principal corresponde a 34% do consumo total, enquanto a pré-compressão equivale a 31% e a recompressão 35%, totalizando em média 40% da potência gerada no expensor.

5.1.6 Avaliação da Recompressão

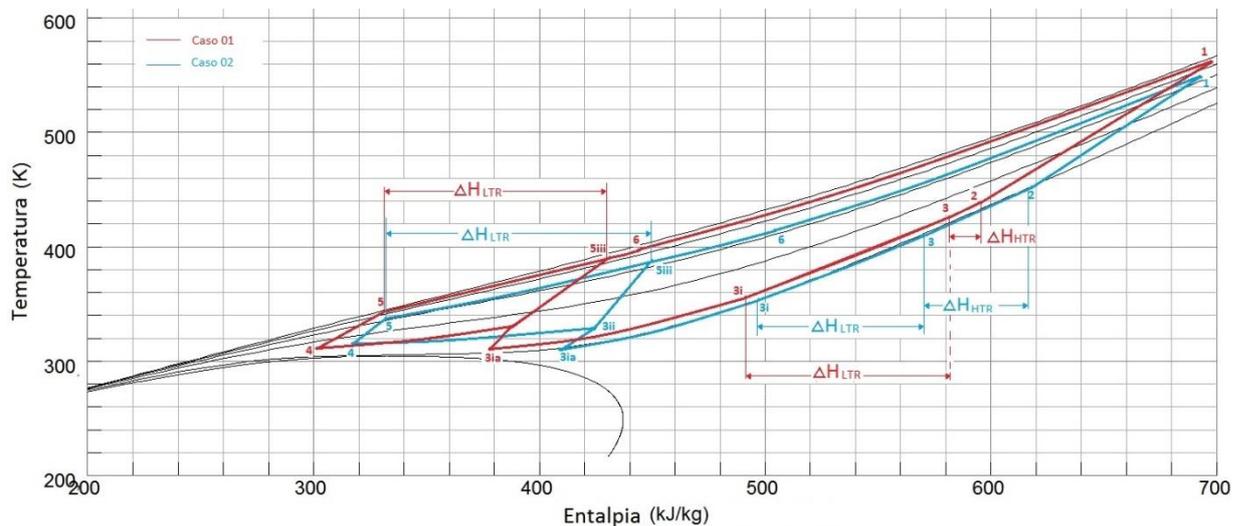
Angelino (1969) demonstrou que a maior causa de redução de eficiência dos ciclos S-CO₂ é devido às grandes irreversibilidades no recuperador de calor, e para superar esse impedimento propôs os ciclos com recompressão e pré-compressão.

Nos ciclos com recompressão, como os layouts CR, CRI e CRP, parte da vazão mássica do fluido de trabalho é atribuída à compressão principal, enquanto o restante do fluxo é destinado à recompressão. O parametro SR mensura a razão da quantidade da vazão mássica que opera na compressão principal, e é definido a partir do balanço de massa e energia no recuperador LTR, sendo representado como $SR = \frac{h_3 - h_{3i}}{h_{5i} - h_5}$.

As variáveis de otimização pressão na saída do compressor, que definirão a temperatura (T_5), assim como a diferença de temperatura em HTR, a diferença de temperatura em LTR, e a pressão na saída da turbina que definirão (T_3) e (T_{3i}), estão diretamente relacionadas com a determinação de SR.

Na Figura 63 é apresentado em um diagrama de temperatura e entalpia as condições de operação 2 e 2' da Tabela 23, referentes ao ciclo CRP, para evidenciar o parâmetro SR. O valor de SR para o Caso 01 da figura é SR=0,97 e no Caso 02 têm-se SR=0,62.

Figura 63 Avaliação da operação do ciclo CRP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

No segundo caso, em que a operação ocorre com menor pressão, conseqüentemente uma menor expansão na turbina, a maximização da potência líquida direciona à uma operação com maior vazão mássica. Desta forma maior quantidade de calor é recuperado em HTR,

proporcionando temperatura (T_6) mais elevada na entrada do evaporador. Em contrapartida a temperatura (T_3) do fluido quente na saída de HTR será inferior ao Caso 01, o que limita a quantidade de calor em LTR. Para garantir esses requisitos, é exigido uma maior temperatura (T_{5i}) do fluido na saída de LTR, e esta condição é assegurada operando com menor quantidade de vazão mássica do fluido frio em LTR, ou seja menor SR.

No Caso 01 como ocorre uma maior expansão na turbina, o processo de otimização tende a resultados em que menor quantidade de calor é recuperado em HTR, logo como pode ser observado na Figura 63 a temperatura (T_6) é inferior e (T_3) mais elevada que no Caso 02. Isto garante maior disponibilidade de calor em LTR, o que determina a operação com maiores valores de SR. Desta forma, no Caso 01 predomina-se uma operação com menor vazão mássica de CO₂ privilegiando a minimização da área do ciclo.

O fator SR é um indicador da combinação dos parâmetros de operação do ciclo na otimização. Uma maior diferença de pressão na operação do ciclo implica em menores diferenças de temperatura nos recuperadores de calor, uma vez que a temperatura na saída da turbina decresce enquanto que na saída do compressor aumentaria.

Nas Figura 64 e Figura 65 é apresentado o fator SR dos layouts CR, CRI e CRP para a fronteira de resultados ótimos dessas configurações para o Caso 01 e Caso 02 respectivamente. Destas pode-se observar que o fator SR tem comportamento diferenciado não somente quanto aos Casos 01 e 02 mas também quanto as diferentes configurações dos Layouts dos ciclos, uma vez que estas acarretam em diferentes correlações das condições de operação.

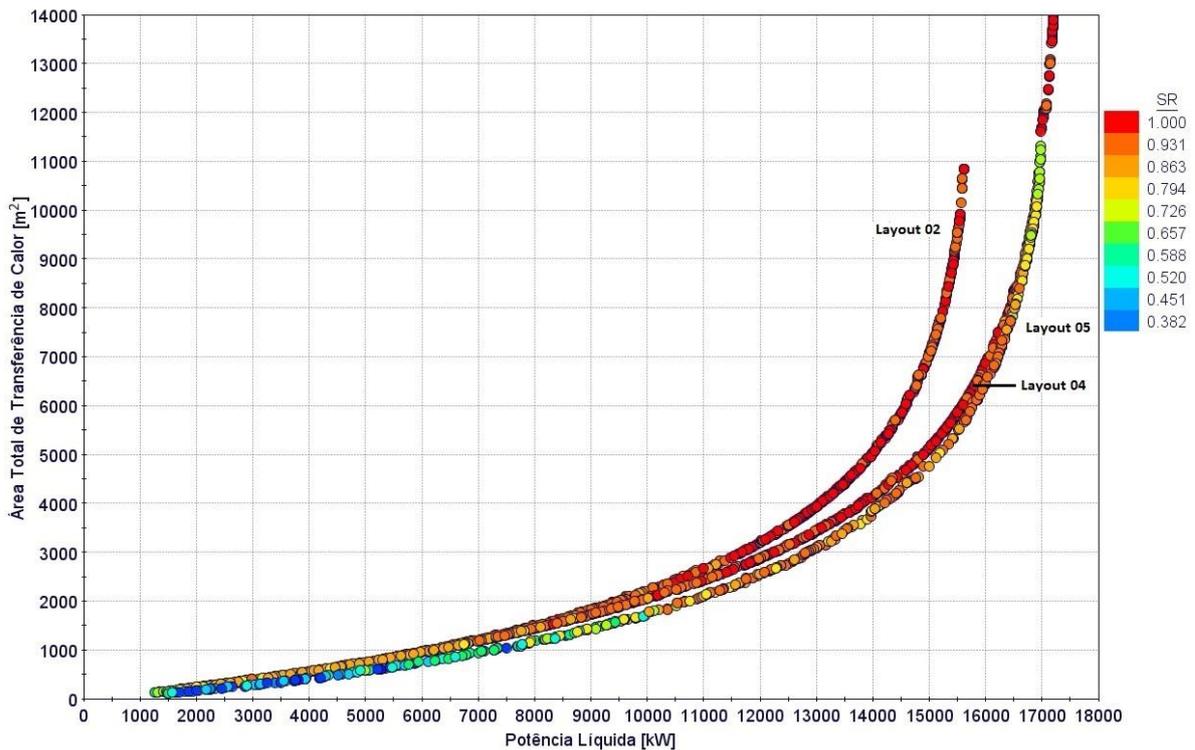
Na configuração CR a temperatura (T_5) na saída do compressor principal é mais elevada que nas demais configurações. Desta forma a temperatura (T_{3i}) do fluido quente na saída de LTR será também mais elevada. Nesse layout a temperatura (T_{3i}) afeta diretamente a operação da recompressão, de forma que um maior valor de (T_{3i}) acarreta diretamente em maior temperatura (T_{5ii}), além de afetar diretamente no aumento do consumo da recompressão. Desta forma o ciclo tende a SR mais elevado atuando com menor pressão na saída da expansão.

Em CRI a temperatura (T_5) na saída do compressor principal é a menor entre os layouts de recompressão, uma vez que a compressão principal ocorre em duas etapas com resfriamento entre estas. Desta forma (T_{3i}) também será reduzida, permitindo operações com SR mais elevado.

No sistema CRP o fluido quente na saída de LTR é primeiramente arrefecido no resfriador secundário, anterior a pré-compressão. Embora a temperatura na entrada da recompressão seja superior à mesma em CRI, a temperatura (T_{5i}) na saída da recompressão será menor que as demais, uma vez que a taxa de compressão será menor devido a pré-compressão. Por estas condições de operação, a temperatura (T_{5i}) na entrada de HTR será inferior. Isto acarreta nos menores valores de SR, e na menor quantidade de calor recuperado nos regeneradores.

Na Figura 64 observa-se que há uma predominância de valores mais elevados de SR, como discutido anteriormente principalmente nos layouts CRI ($0,84 < SR \leq 1$), e layout CR ($0,7 < SR \leq 1$). Nos três layouts há uma associação entre maiores SR com maior geração de potência líquida, enquanto que os menores valores de SR são obtidos no layout CRP ($0,4 < SR \leq 1$), na região de menores potências líquidas.

Figura 64 Taxa de vazão para compressor principal Caso 01.

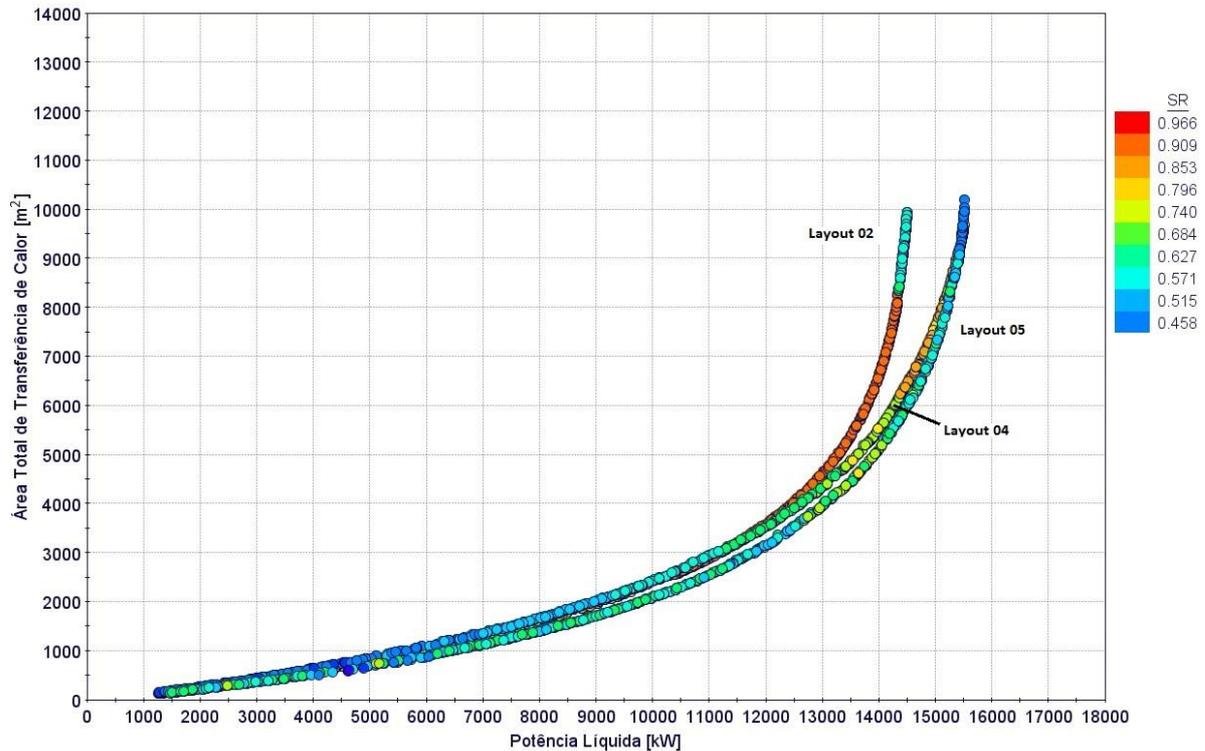


Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 65 observa-se que no Caso 02 os valores de SR em média são consideravelmente inferiores ao caso anterior, devido as características de sua operação discutidas anteriormente, variando no layout CR na faixa entre ($0,67 < SR \leq 0,96$), enquanto para CRI ($0,52 < SR \leq 0,88$), e CRP ($0,45 < SR \leq 0,91$). Em CR, para a região de maior geração de

potência, há uma mudança no comportamento da operação, de forma que os resultados ótimos nesta faixa opera com menor expansão. Logo observa-se menores temperaturas em LTR, diminuindo SR. Por outro lado maior calor é recuperado em HTR, e o ciclo opera com um aumento expressivo da vazão mássica de CO₂.

Figura 65 Taxa de vazão para compressor principal Caso 02.



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.1.7 Comparação dos resultados S-CO₂

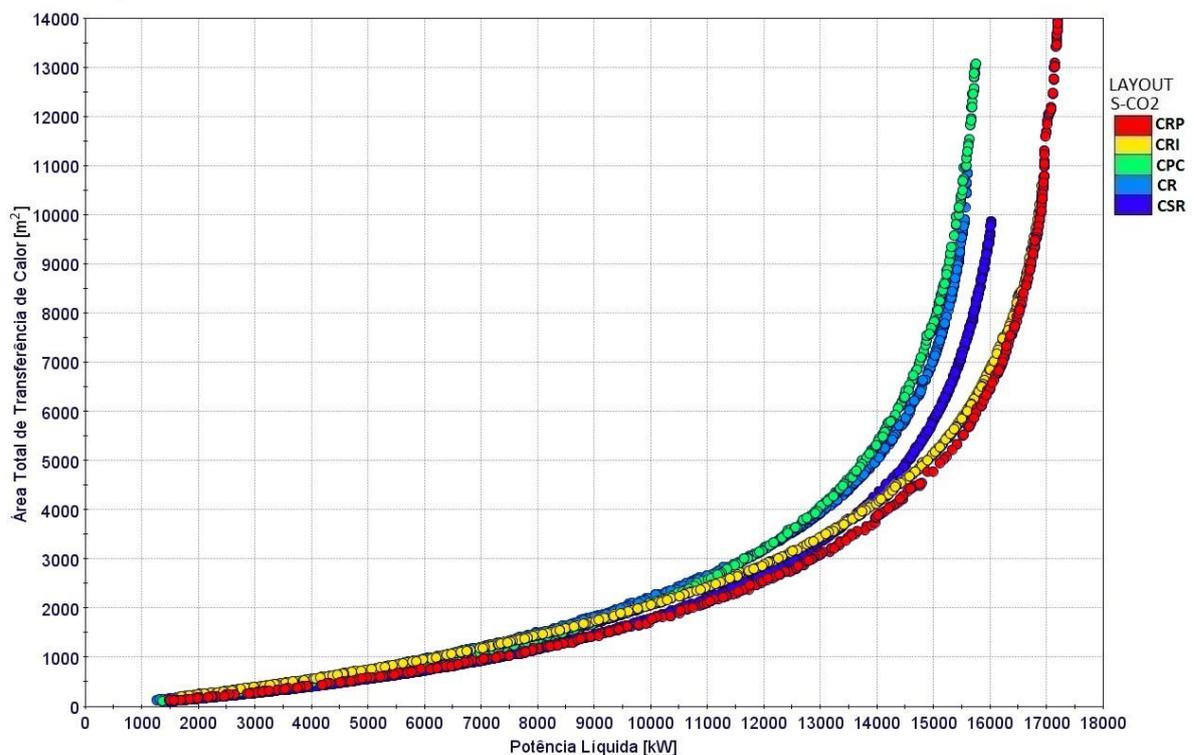
Na As configurações CR e CPC requerem maiores áreas em todas condições de operação ao longo de toda fronteira de resultados ótimos. O ciclo CRI passa a ser favorável em relação ao CSR para gerações de potência líquida mais elevadas, no caso acima de 14000 [kW], permitindo a partir daí maior geração de potência líquida e menores áreas de transferência de calo, embora o mesmo apresente menor potência e maiores áreas que o ciclo CRP. Já o ciclo CSR mostra-se favorável principalmente para condição de menores ou médias geração de potência líquida.

Figura 66 são apresentados os resultados da otimização multiobjetivo dos cinco diferentes layouts de ciclos S-CO₂, para a condição do Caso 01, em que a pressão na entrada da turbina (pressão de alta) é limitada à 30 MPa. Como observou-se na análise anterior, o

ciclo CRP e o ciclo CRI proporcionam respectivamente as maiores gerações de potência líquida, cerca de 9% e 7,5% superior às demais configurações. Posteriormente as maiores potências líquida são obtidas com a configuração CSR, seguidos do CPC e CR.

As configurações CR e CPC requerem maiores áreas em todas condições de operação ao longo de toda fronteira de resultados ótimos. O ciclo CRI passa a ser favorável em relação ao CSR para gerações de potência líquida mais elevadas, no caso acima de 14000 [kW], permitindo a partir daí maior geração de potência líquida e menores áreas de transferência de calor, embora o mesmo apresente menor potência e maiores áreas que o ciclo CRP. Já o ciclo CSR mostra-se favorável principalmente para condição de menores ou médias geração de potência líquida.

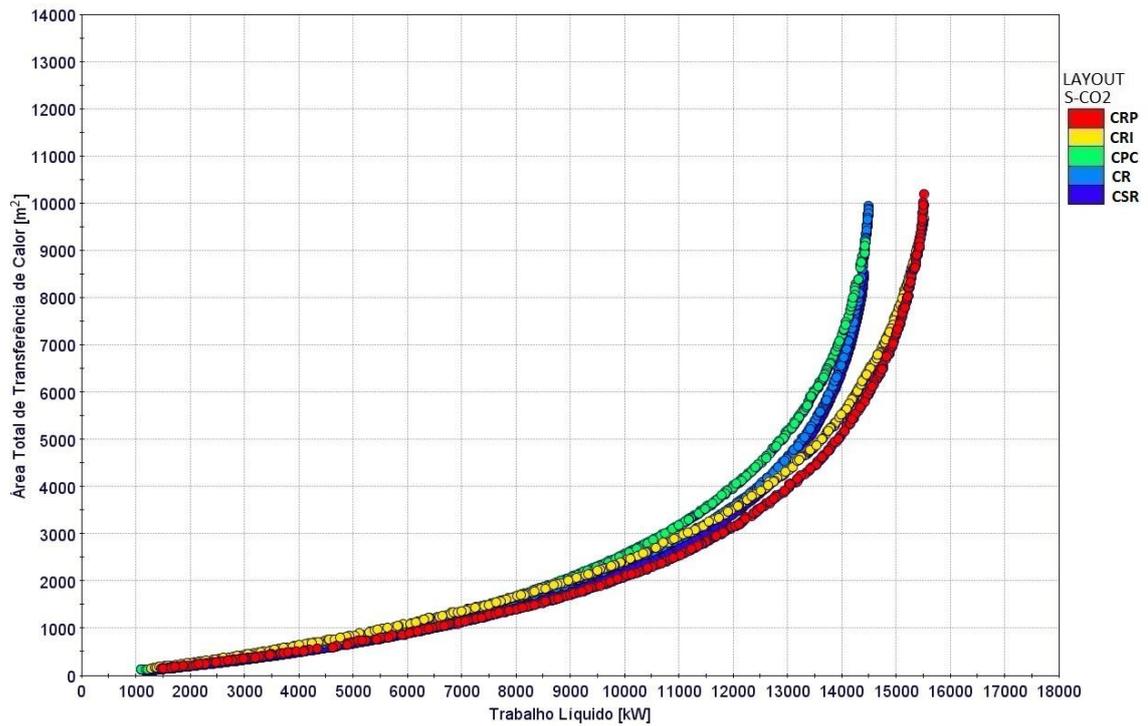
Figura 66 Fronteira de Pareto da otimização dos ciclos S-CO₂.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 67 são apresentados os resultados da otimização multiobjetivo para a condição do Caso 02. O comportamento dos resultados quando a pressão de operação é limitada a 20 MPa, mostra-se similar ao caso anterior. Da mesma foram, o ciclo CRP e o ciclo CRI proporcionam a maior geração de potência líquida. Posteriormente as maiores gerações são obtidas de forma bem aproximadas pelas configurações CSR, CPC e CR, diferentemente do caso anterior em que CSR demonstrava ligeira superioridade sobre estas duas últimas.

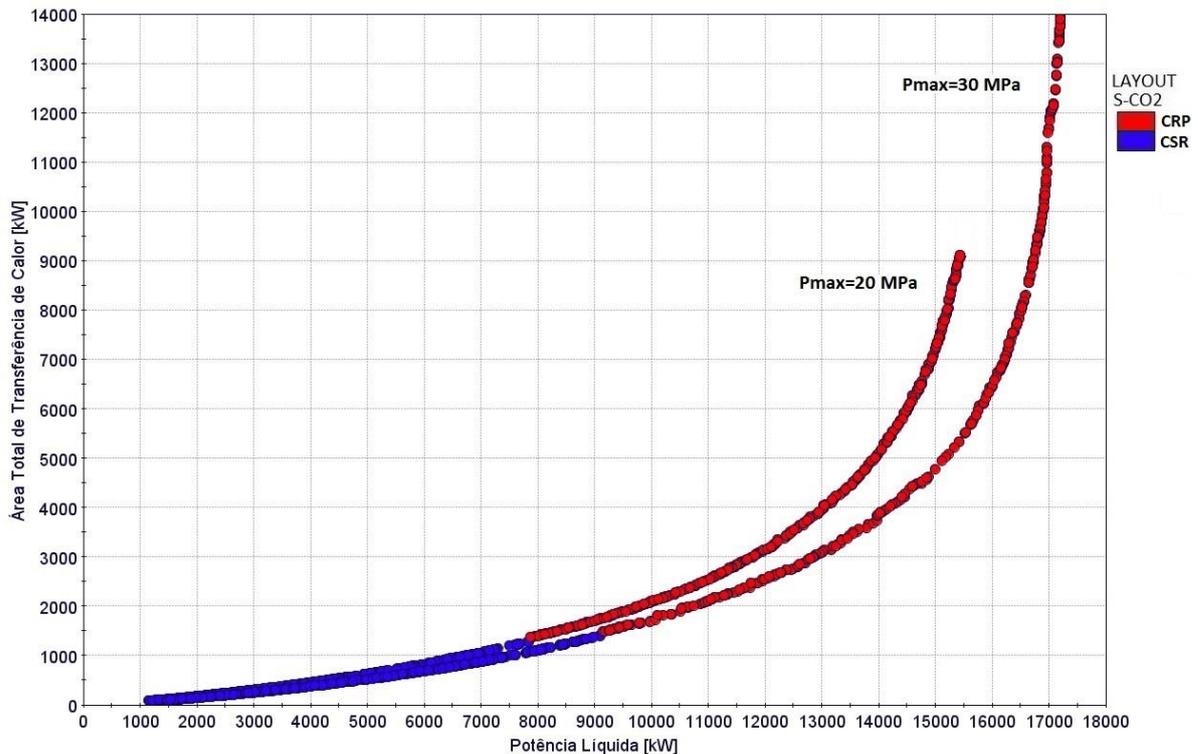
Figura 67 Fronteira de Pareto da otimização dos ciclos S-CO₂ Caso 2.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 68 é apresentada a Fronteira de Pareto dos resultados ótimos de cada uma das configurações apresentadas anteriormente, para os Casos 01 e 02 (pressão máxima de 20 MPa e 30 Mpa).

Figura 68 Fronteira de Pareto ciclos S-CO₂.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O ciclo CRP em ambos os casos se consolida como favorável para geração de potências mais elevadas, favorecendo a maior potência líquida com menores áreas de transferência de calor que as demais configurações nestas condições de operação. Porém observa-se que de forma semelhante a superioridade nestes quesitos do layout CSR, para gerações de potência mais reduzidas.

A potência líquida correspondente ao ponto em que o sistema CRP passa a ser favorável ocorre a partir de 9100 [kW] para o primeiro caso, enquanto que no segundo caso ocorre a partir de 7800 [kW]. A configuração CSR como visto nos resultados anteriores, para geração de potências mais elevadas, se afasta muito dos resultados ótimos proporcionados no caso pelo ciclo CRP. Desta forma este último é unânime nestas condições.

Porém na região de menores gerações de potência, em que CSR se mostra favorável (por apresentar menor área total de transferência de calor nestas condições), não existe uma diferença muito acentuada quanto a dimensões, sendo que para mesmas potências nessa faixa de operação, a configuração CRP requer não mais que 3% de incremento de área.

Desta forma a grande vantagem do ciclo CSR nessas condições são devido a simplicidade do ciclo, contando com menos equipamentos e configuração menos complexa. Isto sugere uma redução nos custos. Por sua vez, apesar de competitivo nessa faixa de operação, pelas capacidades que a configuração confere, o ciclo CRP conta com dois compressores adicionais (pré-compressor, e compressor da recompressão), além de um resfriador e um recuperador de calor suplementares.

Segundo Dostal, Driscoll e Hejzlar (2004), como funções precisas de custo vs pressões assim como avaliações econômicas não estão amadurecidas e detalhadas, é razoável selecionar a pressão de 20 MPa como a pressão operacional de referência.

Uma que os ciclos S-CO₂ são competitivos com outros ciclos convencionais e avançados de conversão de energia a esta pressão. Segundo os autores, se a experiência operacional futura revelar que pressões mais elevadas são economicamente mais favoráveis, daí haverá espaços para avanços adicionais neste sentido. Usinas a vapor supercrítico operam atualmente com pressões próximas a 30 MPa. De qualquer maneira os autores consideram que a seleção desta pressão de operação é conservadora embora corrobora com as aplicações disponíveis. As premissas da operação à 20 MPa também são defendidas por Angelino.

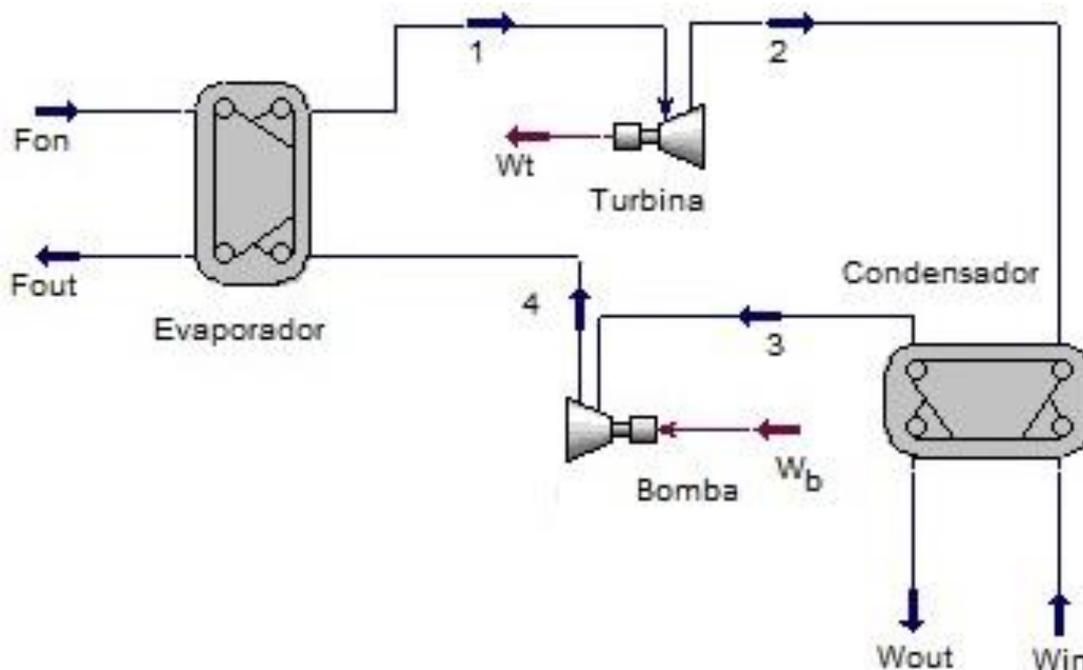
Desta forma, apesar de a operação com pressão na entrada da turbina a 30 MPa terem demonstrado melhor performance, será selecionado operação a 20 MPa para a comparação dos resultados ótimos do ciclo S-CO₂ com resultados da otimização para o ciclo Rankine e

ciclo ORC. Esta definição julga no fato de os resultados apresentados serem promissores mesmo a 20 MPa, e sendo economicamente mais apreciável, além de operacionalmente melhor estabelecido.

5.2 Avaliação do Ciclo Rankine Convencional

Na Figura 69 é apresentado a disposição dos equipamentos do ciclo Rankine convencional, na simulação no software ASPEN-HYSYS[®]. O modelo de cálculo termodinâmico permite avaliar a possibilidade do uso de outras configurações para o ciclo, como recuperação de calor. Porém esse cenário não é viável em nenhuma condição de operação, devido à baixa temperatura da fonte de calor.

Figura 69 Configuração ciclo Rankine convencional.



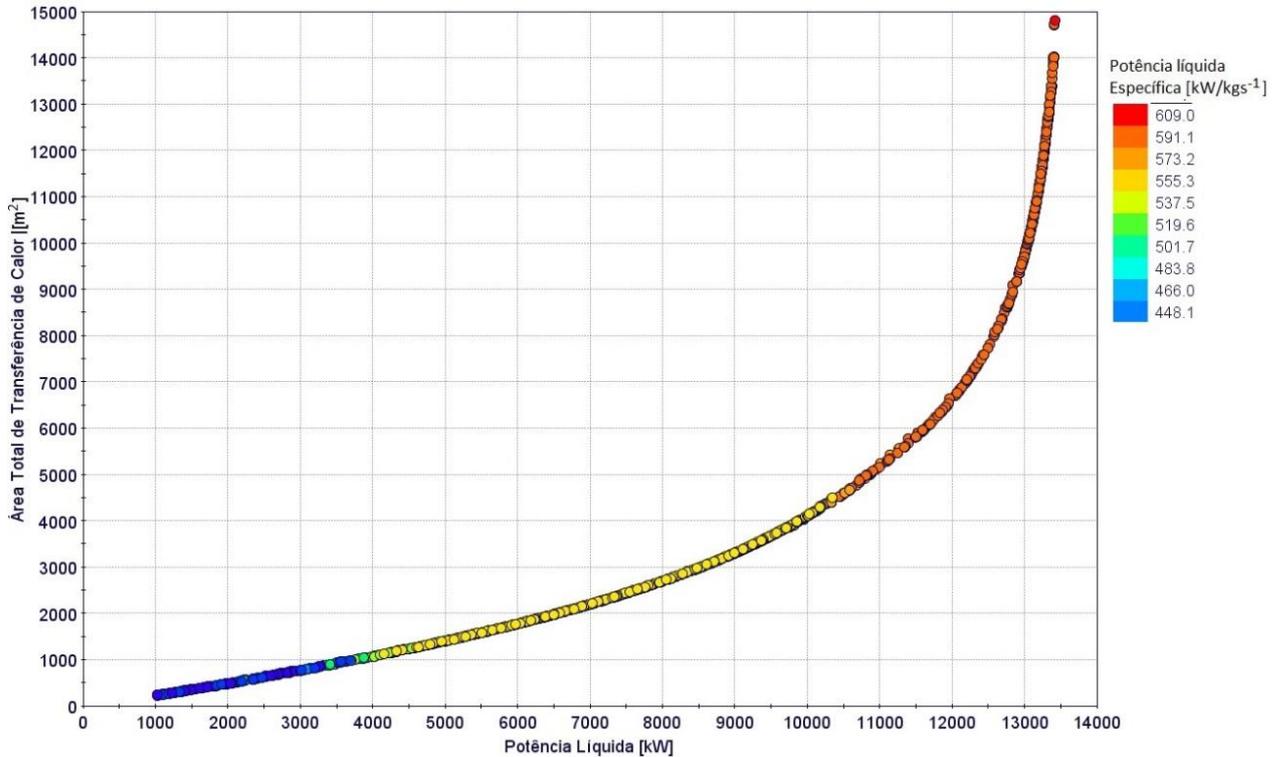
Fonte: Elaborada pelo autor.

A fronteira dos resultados ótimos do ciclo Rankine convencional é apresentada na Figura 70. A maior geração de potência líquida (W_n) é da ordem de 13411 [kW] requerendo uma área total de troca de calor de 14814 [m²]. Na Tabela 24 são apresentados cinco resultados ótimos.

O ciclo Rankine convencional é marcado por um trabalho específico muito elevado, característica do fluido de trabalho, variando neste caso entre 450 a 610 $\left[\frac{kW}{kg \cdot s^{-1}}\right]$. Já a relação

entre potência líquida gerada e área total de transferência de calor é da ordem de 4,32 [kW/m²] para menores potências, até 0,91 [kW/m²] para as maiores potências líquidas.

Figura 70 Fronteira de Pareto para ciclo Rankine convencional.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 24 Resultados selecionados do Pareto do ciclo Rankine.

	1	2	3	4	5
W_n [kW]	13411	12039	9008	6013	3002
W_t [kW]	13733	12336	9256	6176	3081
W_b [kW]	26	23	18	13	10
\dot{m} [kg/s]	22	20	16	10	6
\dot{Q}_{evp} [kW]	65626	59156	46562	30687	17786
\dot{Q}_{con} [kW]	51919	46843	37325	24523	14715
AT [m ²]	14814	6711	3322	1791	771
η_{ciclo} [%]	20,44	20,35	19,35	19,59	16,88
W_{esp} [kJ/kg]	608,97	605,91	566,00	574,57	465,73
W_n/A [kW/ m ²]	0,91	1,79	2,71	3,36	3,89

Fonte: Elaborada pelo autor.

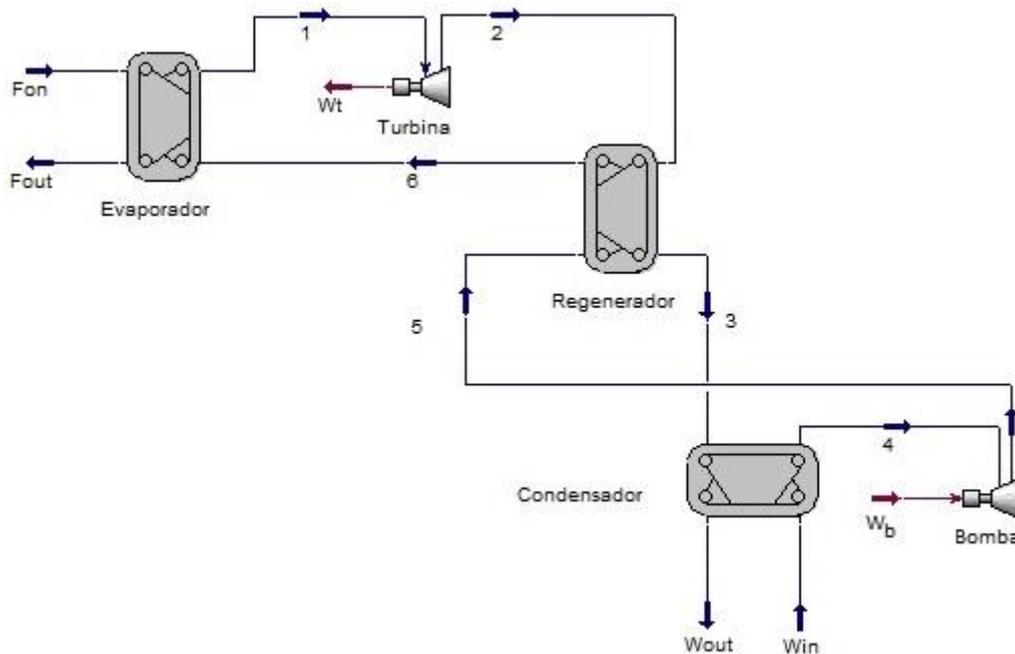
As temperaturas de operação do ciclo Rankine são superiores as demais tecnologias avaliadas, e para maiores potências opera no limite da temperatura restringida pelo modelo matemático, T1=557 [K]. A máxima temperatura do fluido de trabalho é limitada no modelo termodinâmico em até no máximo 10° C inferior à temperatura da fonte. A condição na saída

da turbina tende a ocorrer em vácuo, variando entre em 20 e 100 [kPa], o que está associado a maior complexidade e custos de equipamento, embora sejam pressões comuns de operação comercial do ciclo.

5.3 Avaliação do ciclo ORC

Na Figura 71 é apresentado a configuração do ciclo Rankine orgânico, na simulação no software ASPEN-HYSYS®.

Figura 71 Configuração ciclo ORC.



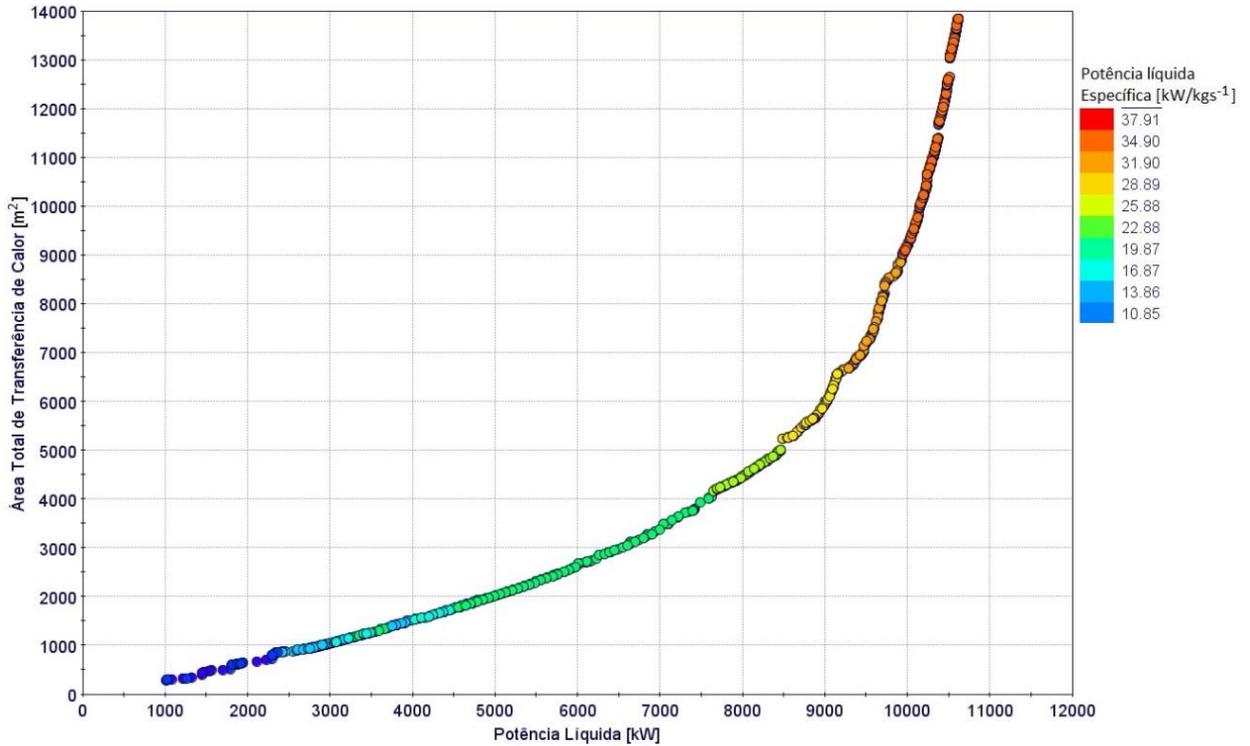
Fonte: Elaborada pelo autor.

A fronteira de Pareto da otimização do ciclo ORC é apresentada na Figura 72. A maior geração de potência líquida (W_n) foi de 10699 [kW] com área total de troca de calor igual a 14999 [m²]. Na Tabela 25 são apresentados parâmetros de cinco resultados da fronteira de resultados ótimos.

O fluido de trabalho R245ca é um fluido de trabalho considerado isentrópico, desta forma muitas vezes a este é atribuindo a premissa de impossibilitar a utilização de recuperador de calor. Porém este é um fluido sugerido para recuperação de calor de fontes de baixa temperatura, o que muitas vezes leva a essa conclusão. Nesta aplicação, para aproveitamento de uma fonte de temperatura relativamente elevada, os resultados ótimos indicam a demanda de um recuperador. Dentre os resultados, nota-se que para as menores

geração de potência (baixo aproveitamento de calor da fonte) o equipamento torna-se dispensável.

Figura 72 Fronteira de Pareto ciclo ORC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 25 Resultados selecionados do Pareto do ciclo ORC

	1	2	3	4	5
W_n [kW]	10699	10000	9018	6005	3002
W_t [kW]	11871	11156	10188	6900	3504
W_b [kW]	873	870	901	716	419
\dot{m} [kg/s]	282	282	171	240	145
\dot{Q}_{evp} [kW]	64478	64478	64478	50552	29409
\dot{Q}_{reg} [kW]	11153	9276	8687	4802	1825
\dot{Q}_{cond} [kW]	53479	54191	55191	44368	26325
AT [m²]	14999	9218	6008	2679	1056
η_{ciclo} [%]	16,59%	15,51%	13,99%	11,88%	10,21%
W_{esp} [kJ/kg]	37,89	35,46	52,73	25,00	20,66
W_n/A [kW/ m²]	0,71	1,08	1,50	2,24	2,84

Fonte: Elaborada pelo autor.

A recuperação de calor no ciclo ORC mostra-se menos relevante que nos casos do ciclo S-CO₂, recuperando em média 13% do calor absorvido na fonte. Embora a utilização do equipamento seja significativa para incremento da eficiência termodinâmica do ciclo.

O ciclo ORC apresenta um trabalho específico na ordem de $10,8 \left[\frac{kW}{kg \cdot s^{-1}} \right]$ chegando a $37,9 \left[\frac{kW}{kg \cdot s^{-1}} \right]$ para maiores potências. A relação entre potência líquida gerada e área total de transferência de calor decresce de $3,40 [kW/m^2]$ até $0,71 [kW/m^2]$ inversamente proporcional ao incremento de potência líquida.

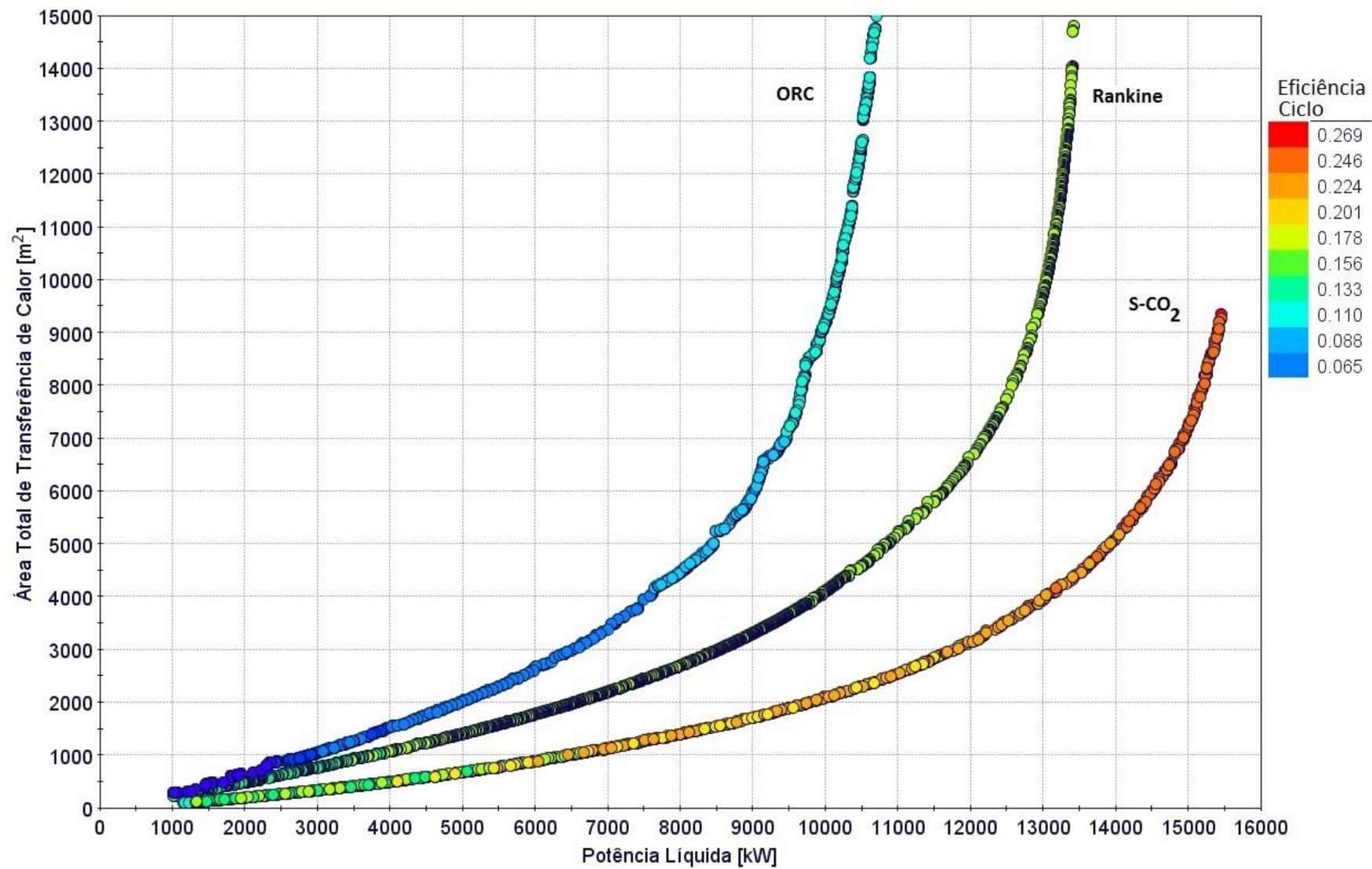
5.4 Comparação das Tecnologias

Geralmente a utilização de água como fluido de trabalho é mais indicada para temperaturas mais elevadas, para fontes de calor acima de 370 °C. Para fontes de temperaturas inferiores a esta, o ciclo Rankine é menos eficiente e mais dispendioso (ABOELWafa et al., 2018).

O ciclo ORC é mais promissor em relação ao ciclo Rankine convencional para fontes de baixas temperaturas, apresentando vantagens distintas nestas condições de operação. Para aplicações em fontes de média-alta temperatura, as condições de operação do ciclo ORC devem ser muito bem investigadas, visando alguma vantagem sobre o ciclo Rankine.

Na Figura 73 são apresentadas as fronteiras dos resultados ótimos de cada uma das tecnologias avaliadas, o ciclo S-CO₂, ciclo Rankine convencional e ciclo Rankine orgânico. Pode-se observar que o ciclo S-CO₂ mostrou-se o mais promissor para a recuperação de calor das turbinas a gás da plataforma FPSO. Esta tecnologia, mesmo limitando a pressão de operação em 20 [MPa], por questões econômicas como discutido anteriormente, proporciona a maior geração de potência aliada à menores áreas de transferência de calor.

Figura 73 Otimização da recuperação de calor das turbinas a gás da FPSO.



Nos processos da plataforma o calor residual das turbinas a gás também são utilizados para aquecimento de água, cujo calor absorvido será disposto à diferentes propósitos. Neste estudo os gases de exaustão são utilizados para aquecer água para os processos até a temperatura de 130°C. Desta forma a temperatura mínima de saída dos gases de exaustão após os ciclos de geração de potência foram restringidos à 140°C. A quantidade de calor requerida para os processos da plataforma são específicos de cada planta e suas condições de operação.

Na Figura 74 é apresentado um fator que define a relação entre a quantidade de calor absorvido pelos ciclos e a quantidade total de calor disponível dos gases de exaustão das turbinas a gás. Os resultados apresentados determinam a quantidade de calor disponível para o uso nos demais processos da plataforma. Desta forma, é possível para diferentes operações limitar a potência máxima a ser alcançada com os ciclos de potência, restringidos pelo calor a ser disponibilizado para as demais operações.

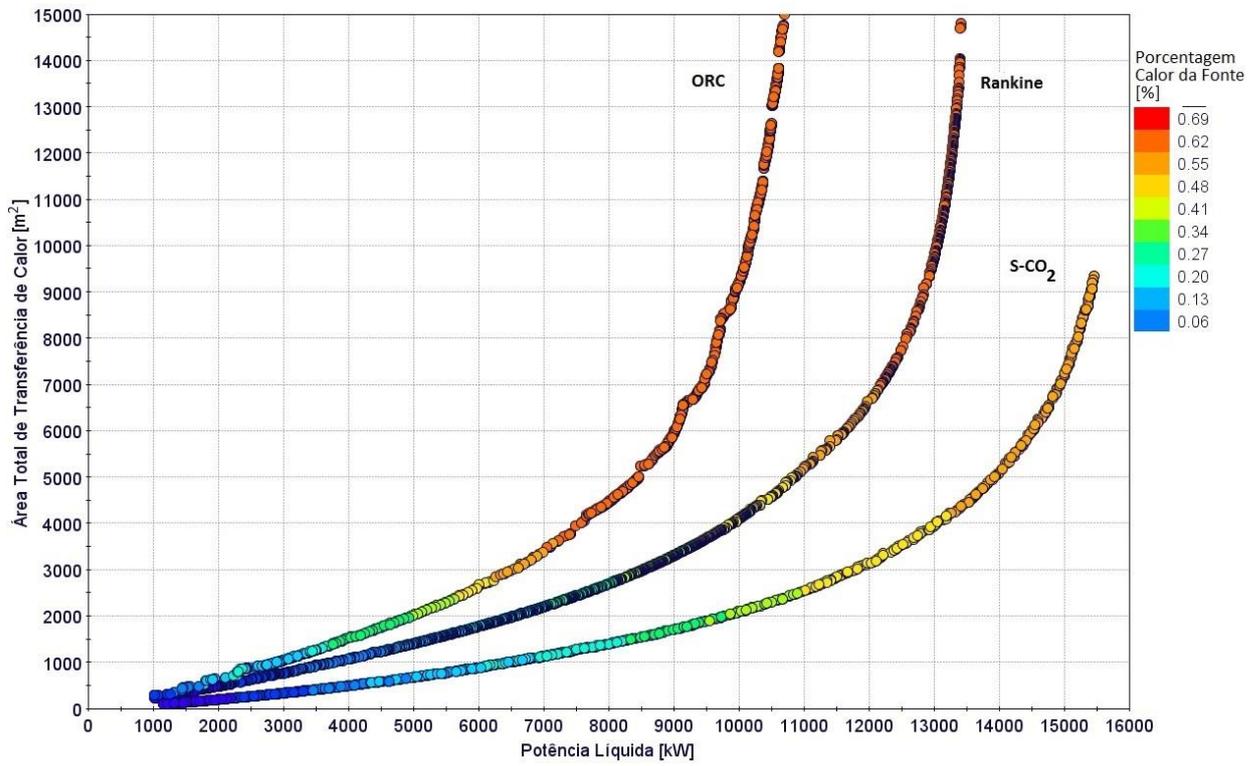
Como pode ser observado na Figura 74, os ciclos S-CO₂ proporcionam alta geração de potência, mesmo com menor quantidade de calor da fonte. Para a maior geração de potência o ciclo S-CO₂ requer cerca de 57,9% do calor disponível da fonte, enquanto o ciclo Rankine requer maior quantidade de calor 68,8%, e o ciclo ORC pouco menos 67,6%, mas para menor potência gerada.

Este é um fator importante a ser observado uma vez que a operação da FPSO depende do calor dos gases de exaustão para diferentes processos na plataforma, permitindo quantificar o montante de calor disponível para os demais processos.

Desta forma, com todos dados de análise da otimização, é possível determinar a melhor condição de operação do ciclo, de forma a obter as melhores relações entre geração de potência de acordo com as limitações de área da plataforma, e quantidade de calor necessário para os demais processos.

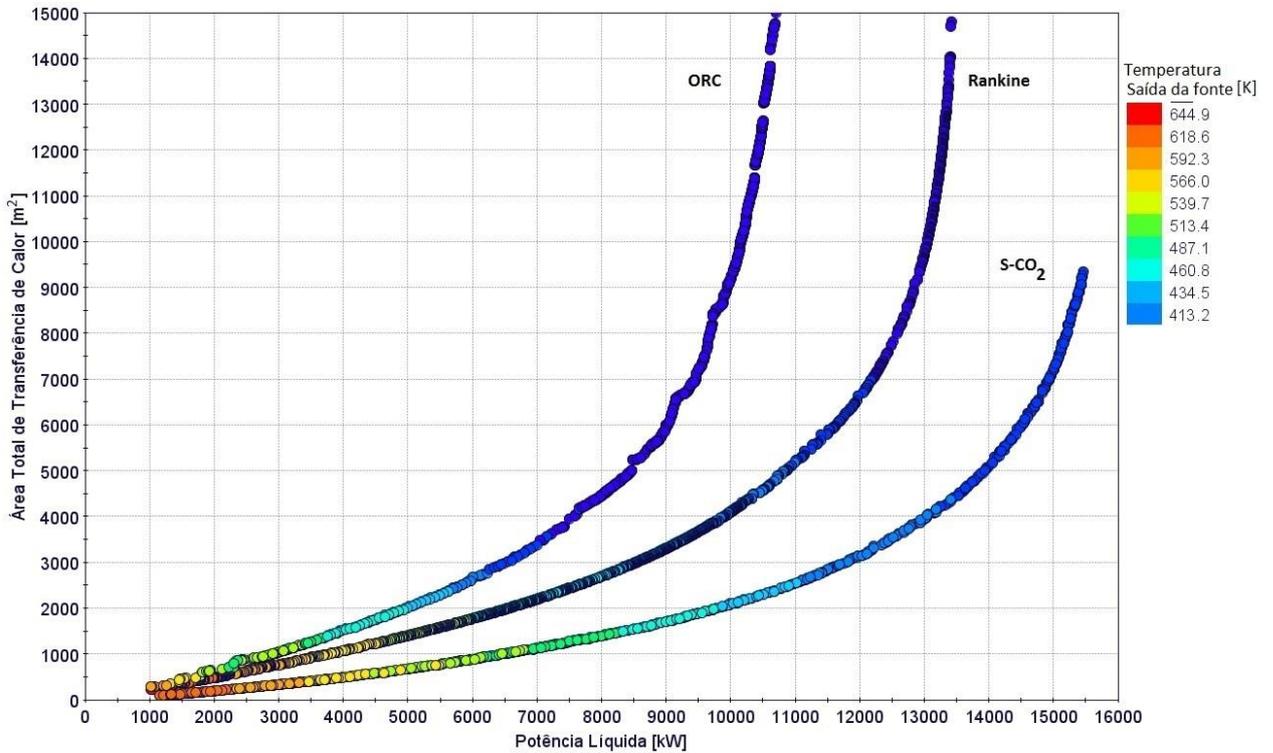
Da mesma forma, a Figura 75 apresenta a temperatura dos gases de exaustão das turbinas a gás após cada ciclo de geração de potência.

Figura 74 Taxa de aproveitamento de calor da fonte térmica.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 75 Temperatura da fonte na saída do aquecedor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

5.5 Avaliação do Expansor

Para validação do modelo unidimensional de cálculo da turbina axial desenvolvidos nesta tese, serão comparados os resultados da ferramenta de cálculo proposta, com os resultados do programa TURBGEO desenvolvido por NASCIMENTO (1992). O programa desenvolvido pelo autor citado realiza os cálculos para geometria do anel da turbina axial, assim como os parâmetros aerodinâmicos médios para as avaliações preliminares. O objetivo é obter as principais características da turbina de forma aproximada, permitindo a avaliação de sua performance.

Dentre os resultados ótimos, será apresentado a análise do projeto preliminar do expansor para operação do ciclo S-CO₂ o qual demonstrou ser a tecnologia mais promissora para a aplicação avaliada em FPSO. Observa-se que para as condições de operação ótimas do ciclo, as vazões mássicas requeridas são bastante elevadas, enquanto que a razão de pressão na expansão é pequena. Essas características levam a seleção de uma turbina axial como melhor opção de projeto.

Uma condição de operação do ciclo S-CO₂ entre os resultados ótimos determinados pelo modelo termodinâmico será utilizada para apresentação dos resultados do modelo da turbina axial. Neste caso a condição abordada, é relativa à geração de 10360 [kW] de potência pela turbina.

Neste ponto de operação a pressão na entrada do equipamento é de 20000 [kPa] e pressão na saída expansão 7700 [kPa] A temperatura na entrada do equipamento é de 563,84 [K] e na saída 467,62 [K]. A vazão mássica de operação no ciclo é de 127,60 [kg/s]. Para estas condições é viável a expansão em um único estágio.

A sub-rotina de cálculos da turbina axial realiza a avaliação da geometria da região anular da turbina axial, assim como os parâmetros aerodinâmicos médios para as avaliações preliminares. Permitindo a avaliação de sua performance.

No projeto preliminar da turbina axial, os parâmetros da Tabela 26 são inicialmente determinados para o cálculo do equipamento. Dentre a otimização preliminar da turbina axial, serão apresentadas cinco condições de operação promissoras, (condições 1 a 5 nas tabelas).

Como demonstrado no índice 5.3, a metodologia empregada nesta tese utiliza o coeficiente de fluxo e coeficiente de carregamento de estágio como ponto de partida para o cálculo dos demais parâmetros. Para isto utilizou-se considerou-se um conjunto de combinações destes coeficientes, conforme indicados no mapa de eficiência de estágio

elaborado por SMITH, (1965), para eficiências em torno de 93%. Esta é a eficiência esperada para o expansor, na aplicação utilizando CO₂, e considerada no ciclo termodinâmica

Tabela 26: Parâmetros iniciais.

Parâmetro	1	2	3	4	5
Razão (HUB-TIP) Entrada	0,875	0,875	0,875	0,875	0,875
Ângulo de Entrada do Escoamento (°)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Ângulo de Saída do Escoamento (°)	37	37	37	37	37
Razão de Aspecto Bocal	1,20	1,200	1,200	1,200	1,200
Razão de Aspecto Rotor	0,421	0,367	0,564	0,908	0,903
Razão Espaço-Corda Bocal	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Razão Espaço-Corda Rotor	0,950	0,950	0,950	0,950	0,950
Coefficiente de Perda no Bocal	0,050	0,050	0,050	0,050	0,050
Coefficiente de Perda no Rotor	0,053	0,050	0,051	0,053	0,051
Calor Específico (J/kgK)	1176,0	1176,0	1176,0	1176,0	1176,0

Fonte: Elaborada pelo autor.

No pré-projeto foram observados 42 combinações específicas coeficiente de fluxo e coeficiente de carregamento de estágio. Na Tabela 27 são apresentados os principais resultados das cinco diferentes condições selecionadas. A temperatura de saída da turbina é definida por um fator de queda de temperatura, logo os valores desta propriedade na saída serão os mesmos determinados no modelo termodinâmico.

Tabela 27 Resultados principais projeto turbina axial.

Parâmetro	1	2	3	4	5
Coefficiente de Fluxo	0,68	0,70	0,76	0,79	0,81
Coefficiente de Carregamento	1,38	1,35	1,58	1,81	1,84
Temperatura na Saída (K)	467,62	467,62	467,62	467,62	467,62
Velocidade Rotacional (RPM)	31432	32257	29792	27489	27530
Velocidade Axial (m/s)	195,4	203,4	202,9	197,0	201,9
Eficiência Isentrópica (%)	93,33	93,36	93,36	93,34	93,35
Pressão na Saída (N/m ²)	7923,1	7787,9	7795,5	7896,0	7813,0
Potência da Turbina [kW]	10623	10305	10323	10559	10364

Fonte: Elaborada pelo autor.

A velocidade rotacional, velocidade axial e velocidade das pás da turbina, são parâmetros inicialmente fornecidos para a primeira iteração dos cálculos. Na segunda iteração estes parâmetros convergem determinados pelos coeficientes de fluxo e de carregamento de estágio selecionados. Como resultado final, a velocidade rotacional da máquina variou entre aproximadamente 27000 a 33000 [rpm], entre os resultados selecionados. A velocidade axial

se manteve em uma faixa entre 195 a 204 [m/s] enquanto a velocidade das pás entre 248 [m/s] a 290 [m/s].

Os valores de potência da turbina, assim com a pressão de saída determinada no modelo de cálculo, são os parâmetros que devem condizer com os valores esperados no modelo termodinâmico. Desta forma observa-se que entre os resultados apresentados, as potências determinados no modelo de cálculo para o expansor são muito próximas à condição designada de 10360 [kW], onde o erro relativo mínimo e máximo são da ordem de 0,36% e 2,48% respectivamente. De forma semelhante, as pressões de saída da turbina calculadas no modelo unidimensional, também não divergem significativamente da pressão esperada de 7700 [kPa], de maneira que o erro relativo mínimo é de 1,13% no resultado 2 da tabela anterior, e erro máximo de 2,82% no resultado 1. As eficiências preditas no cálculo da turbina são muito próximas à eficiência isentrópica esperada de 93%.

Os demais parâmetros da turbina axial para os resultados selecionados são demonstrados na Tabela 28.

Recomendações clássicas para projeto de turbinas axiais operando com ar são discutidas em Nascimento (1992). A verificação destas recomendações é realizada para operação com fluido de trabalho CO₂:

O número de Mach na entrada do rotor (na raiz) é recomendado que seja inferior a 0,75, para evitar perdas adicionais formadas por ondas de choque nas passagens do rotor. Os números de Mach calculados ficaram na faixa de 0,42 a 0,50. E número de Mach na saída do estágio deve ser inferior a 0,7 para evitar perdas por atrito, e valores encontrados foram de 0,58 a 0,61. Valores de grau de reação devem ser evitados, o que foi observado. O Ângulo de saída da pá do bocal não deve exceder 70°, pois valores mais elevados podem levar a perfis mais elevados e afetar de forma negativas as tolerâncias na área da garganta. Os valores apresentados variam entre 39° a 45°. A razão de velocidades V_2/V_1 deve ser superior a 1,2. E dos resultado teve-se V_2/V_1 entre 1,53 e 1,84.

Recomendações clássicas para projeto de turbinas axiais operando com ar são discutidas em Nascimento (1992). A verificação destas recomendações é realizada para operação com fluido de trabalho CO₂:

Tabela 28 Resultados turbina axial região anular.

Geometria do Bocal	1	2	3	4	5
Raio da ponta (cm)	8,84	8,70	8,71	8,81	8,73
Raio da ponta (cm)	9,02	8,86	8,92	9,09	9,00
Raio da ponta (cm)	9,07	8,90	8,97	9,16	9,07
Raio da ponta (cm)	9,69	9,54	9,55	9,66	9,57
Raio do cubo (cm)	7,74	7,61	7,62	7,71	7,64
Raio do cubo (cm)	7,74	7,61	7,62	7,71	7,64
Raio do cubo (cm)	7,74	7,61	7,62	7,71	7,64
Raio do cubo (cm)	7,74	7,61	7,62	7,71	7,64
Corda do bocal axial (cm)	0,91	0,90	0,91	0,93	0,92
Corda do bocal (cm)	1,00	0,97	1,00	1,03	1,02
Corda do rotor axial (cm)	3,21	3,60	2,49	1,64	1,65
Corda do rotor (cm)	3,90	4,39	2,91	1,87	1,87
Espaçamento interno (cm)	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
Espaçamento saída (cm)	0,80	0,90	0,62	0,41	0,41
Razão cubo-Ponta na saída	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Área da entrada do anel	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Área de saída do bocal (m ²)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Área de saída do rotor (m ²)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Área de saída do anel (m ²)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Ângulo de alargamento do anel (°)	10,97	10,09	13,09	16,75	16,74
Número de pás (Bocal)	53,96	54,27	53,21	51,90	51,90
Número de pás (Rotor)	14,51	12,67	19,14	30,24	29,97
Razão de Espaço /Corda Bocal	1,45	1,51	1,43	1,39	1,39
Razão de Espaço/Corda Rotor	1,72	1,77	1,47	1,25	1,24

Fonte: Elaborada pelo autor.

O número de Mach na entrada do rotor (na raiz) é recomendado que seja inferior a 0,75, para evitar perdas adicionais formadas por ondas de choque nas passagens do rotor. Os números de Mach calculados ficaram na faixa de 0,42 a 0,50. E número de Mach na saída do estágio deve ser inferior a 0,7 para evitar perdas por atrito, e valores encontrados foram de 0,58 a 0,61. Valores de grau de reação devem ser evitados, o que foi observado. O ângulo de saída da pá do bocal não deve exceder 70°, pois valores mais elevados podem levar a perfis mais elevados e afetar de forma negativas as tolerâncias na área da garganta. Os valores apresentados variam entre 39° a 45°C. A razão de velocidades V_2/V_1 deve ser superior a 1,2. E dos resultado teve-se V_2/V_1 entre 1,53 e 1,84.

Tabela 29 Resultados turbina axial.

Parâmetros	1	2	3	4	5
Núm, Mach entrada do bocal	0,42	0,44	0,44	0,42	0,43
Núm, Mach saída do bocal	0,70	0,69	0,75	0,81	0,82
Núm, Mach entrada do rotor	0,43	0,45	0,44	0,44	0,45
Núm, Mach entrada do rotor na raiz	0,42	0,44	0,45	0,49	0,50
Núm, Mach saída do rotor	0,58	0,61	0,61	0,59	0,60
Velocidade média pá (m/s)	286,81	289,78	267,86	250,03	248,01
Reação	82,55	85,50	78,22	68,85	69,34
Reação na raiz %	71,27	74,53	66,33	55,77	56,28
Vel, Absoluta entrada bocal (m/s)	195,45	203,42	202,98	197,07	201,96
Vel, Absoluta saída bocal (m/s)	315,28	312,59	337,51	362,49	365,17
Vel, Relativa entrada rotor (m/s)	199,38	210,07	202,99	204,39	209,64
Vel, Relativa saída do rotor (m/s)	476,06	487,54	467,21	444,59	448,27
Vel, Absoluta saída rotor (m/s)	244,73	254,72	254,16	246,75	252,88
Vel, Axial saída do anulus (m/s)	195,45	203,42	202,98	197,07	201,96
Âng, Abs, entrada bocal (°)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Âng, Abs, saída bocal (°)	51,69	49,40	53,03	57,07	56,42
Âng, Rel, entrada rotor (°)	-11,40	-14,45	0,51	15,38	15,56
Âng, Rel, saída rotor (°)	65,76	65,34	64,25	63,69	63,22
Âng, Abs, saída bocal (°)	37,00	37,00	37,00	37,00	37,00
Âng, Entrada pá no bocal (°)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Âng, Saída pá no bocal (°)	40,57	38,77	41,62	44,79	44,29
Âng, Entrada pá no rotor (°)	-11,40	-14,45	0,51	15,38	15,56
Âng, Saída pá no rotor (°)	60,59	60,49	0,16	60,79	0,33

Fonte: Elaborada pelo autor.

O modelo de cálculo das turbinas consegue apresentar geometrias preliminares que descrevem de forma muito aproximada as condições de operação de entrada e saída do equipamento pelo modelo termodinâmico. Da análise das condições de operação sugeridas para turbinas axiais, nota-se que os resultados obtidos estão dentro das recomendações para operação com ar. Embora seja necessárias análises mais avançadas e criteriosas para determinação das melhores condições de operação com fluido CO₂, uma vez que as condições de projetos observadas podem implicar em limitações reais de operação e construção.

Observa-se que a rotação nestes casos foi elevada, o que implicaria em um desafio tecnológico e econômico em relação ao redutor de velocidade. Além disto, como as dimensões da turbina são bastante reduzidas, podem ocorrer limitações construtivas. Os efeitos de perdas também podem ser mais significativos pelo fato das dimensões da máquina serem reduzidas.

Todas essas análises devem ser ampliadas expandindo o estudo sobre o expensor, buscando uma geometria ótima para um ponto específico de operação. Neste caso o modelo unidimensional proposto tem como objetivo indicar preliminarmente as perspectivas do estudo.

6. CONCLUSÕES

Esta tese descreve o desenvolvimento de um modelo de cálculo computacional, elaborado em MATLAB[®], para avaliação de performance de três sistemas de geração de potência: ciclo Rankine convencional, ciclo Rankine orgânico e ciclo supercrítico de CO₂. A utilização da ferramenta computacional desenvolvida permite a avaliação e otimização das condições de operação, além do projeto preliminar dos equipamentos (trocadores de calor e expensor).

A ferramenta permite avaliação da aplicação destes ciclos para diferentes fontes de calor, bastando para isso relacionar ao programa as características da fonte. Desta forma amplia as possibilidades de análise da aplicação das tecnologias. O modelo computacional foi aplicado para avaliação do aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão de três turbinas a gás do sistema de geração de potência, de uma plataforma FPSO brasileira. O modelo termodinâmico proposto foi validado utilizando o software ASPEN-HYSYS[®], e os resultados indicaram erros desprezíveis, inferiores a 1%, evidenciando potencial da ferramenta desenvolvida.

A sub-rotina de dimensionamento dos trocadores de calor do ciclo determinou as dimensões do equipamento, segundo performance de transferência de calor e perda de carga desejada. O programa realiza as iterações por tentativas para atingir a especificação requerida pelo modelo termodinâmico.

O programa de cálculo de trocadores de calor permite avaliar diferentes tecnologias segundo as necessidades da operação. Permitindo o cálculo de trocadores mais simples de tubo e carcaça, além de trocadores compactos de placas aletadas (18 diferentes configurações geométricas) e trocadores de circuito impresso (8 diferentes configurações geométricas).

Como a aplicação em plataformas FPSO exige um compromisso muito grande com a área da troca de calor os cálculos para dimensionamento das áreas dos trocadores de calor são feitos utilizando trocadores do tipo circuito impresso.

O projeto do expensor permite a análise de turbinas radiais e axiais, segundo as especificações da operação. A ferramenta de cálculo do expensor foi utilizada para avaliar a

geometria do expansor para os resultados ótimos, para garantir que as condições requeridas pelo modelo termodinâmico eram plausíveis para um projeto preliminar do expansor, segundo as eficiências isentrópicas estabelecidas no modelo.

Pelas condições de operação exigidas, turbinas do tipo axial foram as mais adequadas ao projeto. O modelo computacional realiza o cálculo unidimensional do expansor para as condições de operação determinadas no modelo termodinâmico para as especificações do ciclo, e verificou-se que estas condições do fluido de trabalho na saída e entrada do expansor podem ser atingidas com boa precisão no modelo da turbomáquina, com variações inferiores a 3%.

Constatou-se que é possível alcançar geometrias preliminares para as condições esperadas, e com a eficiência isentrópica considerada no modelo termodinâmico.

Os resultados da otimização dos diferentes arranjos de ciclos S-CO₂ demonstraram que a operação mais promissora foi utilizando o ciclo simples com recuperação (CSR), para geração de menores potências líquidas e o ciclo com resfriamento intermediário (CRI) para maiores potências. Ambos apresentam também as maiores relações entre potência líquida por área total de transferência de calor. Enquanto que o layout do ciclo com resfriamento intermediário promove as maiores eficiências termodinâmicas.

Dentre as três tecnologias de conversão de energia avaliadas, o ciclo S-CO₂ proporcionou a maior geração de potência líquida 15508 [kW], requerendo 10204 [m²] de área total de transferência de calor. Já o resultado de maior geração de potência no ciclo Rankine convencional foi de 13411[kW] com 14814 [m²] de área, enquanto o ciclo ORC mostrou pior performance com 10699 [kW] para a área total de 14999 [m²]. Estes resultados são referentes a condição de restrição da pressão máxima de operação a 20 MPa.

A análise dos ciclos demonstrou que operando com pressões mais elevadas, até o limite recomendado para os equipamentos 30 MPa, seria possível maior geração de potência com menores áreas. Esta condição foi preterida pois aumentaria muito os custos dos equipamentos, e a condição com menor pressão já demonstra superioridade em relação as demais tecnologias.

Os ciclos S-CO₂ também levam às maiores relações de potência líquida por área de troca de calor. Essa é uma relação que é inversamente proporcional à potência produzida, uma vez que para maiores gerações de potência, maior quantidade de massa do fluido de trabalho é requisitada, além de menores diferenças de temperatura nos trocadores de calor. Isso leva a maiores áreas de troca de calor.

Comparando a área total de transferência de calor para a condição de maior geração de potência, com a área total requerida para a geração de uma potência líquida intermediária de 6 [MW], ou seja, em torno da metade da potência líquida, percebe-se que o ciclo Rankine requer 8,27 vezes maior área, enquanto que ciclo ORC e S-CO₂ requerem 5,6 vezes e 10 vezes maior área, para aumentar de 6 [MW] até a potência líquida máxima de cada um respectivamente.

A utilização de ciclos Rankine convencional, ORC e S-CO₂ para recuperação de calor residual em FPSO's mostra-se favorável, permitindo um aumento considerável da demanda de eletricidade na plataforma. A restrição quanto ao espaço físico nestas plataformas é uma limitação determinante para a avaliação das tecnologias. Neste caso, ciclos S-CO₂ mostram-se mais promissores à aplicação quando comparado com ciclo ORC e ciclo Rankine convencional, permitindo a maior geração de potência líquida, requerendo menor área física para implantação.

Os ciclos ORC apresentaram a pior performance considerando a operação com fluido de trabalho R245fa, devido às restrições de segurança da FPSO. As questões de segurança da plataforma restringem a seleção dos fluidos orgânicos à classe halogenadas, que são mais indicadas para recuperação de calor de baixa temperatura, sendo mais apreciáveis fontes de baixa qualidade na plataforma. Fluidos preteridos nesta análise proporcionariam resultados mais promissores para mesma fonte.

A otimização multiobjetivo utilizando a ferramenta computacional desenvolvida na tese, permite uma gama de resultados ótimos para comparar e superar os desafios conflitantes que são a maximização da potência e minimização das áreas do ciclo. Permitindo a partir desta fronteira de resultados a determinação de uma condição de operação ideal para cada aplicação, dentre a fronteira de resultados ótimos, de acordo com eventuais restrições intrínseca de um processo ou de uma análise específica.

Este procedimento permite a determinação do conjunto de condições de operação que garantam a melhor performance dos ciclos térmicos estudados, segundo as funções objetivos. Além disto, a análise dos principais equipamentos em paralelo à análise do ciclo, amplia a análise da operação, visando garantir a determinação de resultados mais realistas quanto ao projeto dos ciclos estudados.

6.1 Trabalhos Futuros

O estudo apresentado evidencia o potencial da utilização da ferramenta computacional de cálculos das propriedades e avaliação dos equipamentos dos ciclos Rankine, ORC e S-CO₂.

O modelo pode ser aperfeiçoado em diferentes aspectos principalmente no que diz respeito aos projetos dos equipamentos.

A metodologia de projeto dos trocadores de calor do tipo circuito impresso pode ser aperfeiçoada ao ponto de especificar os parâmetros de projeto de acordo com dimensões de geometria comerciais. Isso permitiria avaliar a aplicação mais próxima à uma condição real de operação.

Os modelos de projeto dos expansores sugerem uma grande margem de aperfeiçoamento. Uma vez que a metodologia apresentada tem como objetivo a verificação preliminar do equipamento, a análise unidimensional pode ser expandida para modelos de perdas mais complexos. Assim como análise mais avançada, e otimização dos componentes do equipamento (Voluta-Bocal-Rotor). A análise tridimensional do equipamento também ampliará a discussão do modelo.

Um modelo de custos para os ciclos ORC e Rankine encontram-se indexados no programa computacional, e sugere-se o mesmo para ciclos S-CO₂ para ampliar a análise comparativa da aplicação dos ciclos.

A ferramenta permite de cálculo permite uma análise off-design da operação dos ciclos propostos. Esta abordagem aponta a um grande potencial de análises destes sistemas propostos, podendo incluir na análise a verificação e otimização a operação fora do ponto de projeto.

7. BIBLIOGRAFIA

ABOELWAFI, O. et al. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. v. 82, n. September 2017, p. 868–885, 2018.

AHMED, A. et al. Design methodology of organic Rankine cycle for waste heat recovery in cement plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 421–430, 2018.

AKATSUKA, T. **Modeling and evaluation of the transportation sector in the coke-making industry of Shanxi Province**. [s.l.] Universidade de Tokio, 2001.

AL JUBORI, A. et al. Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 130, p. 141–155, 2016.

AL JUBORI, A. M.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S. New performance maps for selecting suitable small-scale turbine configuration for low-power organic Rankine cycle applications. **Journal of Cleaner Production**, v. 161, p. 931–946, 2017.

ANGELINO, G. Carbon dioxide condensation cycles for power production. **Eng. Power**, 1968.

ANGELINO, G. Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles. **ASME Paper No. 69-GT-103**, 1969.

AUNGIER, R. H. **Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis**. New York: ASME PRESS, 2006.

BACCIOLI, A.; ANTONELLI, M. Organic Flash Cycles: Off-design behavior and control strategies of two different cycle architectures for Waste Heat Recovery applications. **Energy Conversion and Management**, v. 157, n. November 2017, p. 176–185, 2018.

BAHADORMANESH, N.; RAHAT, S.; YARALI, M. Constrained multi-objective optimization of radial expanders in organic Rankine cycles by firefly algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 1179–1193, 2017.

BAO, J.; ZHAO, L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 325–342, ago. 2013.

BARRERA, J. E.; BAZZO, E. Exergy analysis and strategies for the waste heat recovery in offshore platforms. n. Cobem, p. 1674–1682, 2013.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy. **Energy Conversion and Management**, v. 156, n. November 2017, p. 427–439, 2018.

BENATO, A. et al. Analysis of hot spots in boilers of organic Rankine cycle units during transient operation. **Applied Energy**, v. 151, p. 119–131, 2015.

BINA, M.; SAEID, J.; FUJII, H. Energy, economic and environmental (3E) aspects of internal heat exchanger for ORC geothermal power plants. **Energy**, v. 140, p. 1096–1106, 2017.

BRAIMAKIS, K.; KARELLAS, S. Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations. **Energy Conversion and Management**, v. 159, n. January, p. 353–370, 2018a.

BRAIMAKIS, K.; KARELLAS, S. Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC). **Energy**, v. 149, p. 296–313, 2018b.

CAMBI, M. et al. Converting a commercial scroll compressor into an expander: Experimental and analytical performance evaluation. **Energy Procedia**, v. 129, p. 363–370, 2017.

CAMPOREALE, S. M. et al. Cycle configuration analysis and techno-economic sensitivity of biomass externally fired gas turbine with bottoming ORC. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 1239–1250, 2015.

CARCASCI, C.; FERRARO, R.; MILIOTTI, E. Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines. **Energy**, v. 65, p. 91–100, 2014.

CARRILLO, R. A. M. Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Desempenho de Turbinas Radiais. 2010.

CAYER, E. et al. Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source. **Applied Energy**, v. 86, n. 7–8, p. 1055–1063, 2009.

CAYER, E.; GALANIS, N.; NESREDDINE, H. Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source. **Applied Energy**, v. 87, n. 4, p. 1349–1357, 2010.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic

cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, dez. 2010a.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, dez. 2010b.

CHEN, M. **Design, Fabrication, Testing, and Modeling of a High- Temperature Printed Circuit Heat Exchanger**. [s.l.] Ohio State University, 2015.

CHEN, M. et al. Experimental and numerical study of a printed circuit heat exchanger. **Annals of Nuclear Energy**, v. 97, p. 221–231, 2016.

CHEN, Y. Thermodynamic Cycles using Carbon Dioxide as Working Fluid. 2011.

DAI, X. et al. Screening of hydrocarbons as supercritical ORCs working fluids by thermal stability. **Energy Conversion and Management**, v. 126, p. 632–637, 2016.

DESAI, N. B.; BANDYOPADHYAY, S. Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and organic Rankine cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 105, p. 862–875, 2016.

DONG, B. et al. Parametric analysis of organic Rankine cycle based on a radial turbine for low-grade waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 470–479, 2017.

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

DRESCHER, U.; BRÜGGEMANN, D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 1, p. 223–228, jan. 2007.

DUMONT, O. et al. Technical and economic optimization of subcritical, wet expansion and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC) systems coupled with a biogas power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 157, n. August 2017, p. 294–306, 2018.

FEHER, E. G. The Supercritical Thermodynamic Power Cycle. **Energy Conversion**, v. 8, p. 85–90, 1967.

FEHER, E. G. **Investigation of supercritical (Feher) cycle. Technical report AFAPL- TR-68-100, AD843063.** [s.l: s.n.].

FIASCHI, D. et al. Design of micro radial turboexpanders for ORC power cycles: From 0D to 3D. **Applied Thermal Engineering**, v. 99, p. 402–410, 2016.

FIASCHI, D.; MANFRIDA, G.; MARASCHIELLO, F. Design and performance prediction of radial ORC turboexpanders. **Applied Energy**, v. 138, p. 517–532, 2015.

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

GKOUNTAS, A. A.; STAMATELOS, A. M.; KALFAS, A. I. Recuperators investigation for high temperature supercritical carbon dioxide power generation cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 125, p. 1094–1102, 2017.

GLASSMAN, A. J. Computer program for design analysis of radial-inflow turbines. n. February, 1976.

GOKHSTEIN, P, D. Use of Carbon Dioxide as a Heat Carrier and Working Substance in Atomic Power Station. **Sovietic Atomic Energy**, v. 26, 1969.

GOKHSTEIN, D. P.; VERKHIVKER, G. . Future Design of Thermal Power Stations Operating on Carbon Dioxide. **Thermal Engineering**, 1971.

GOTELIP, T. **Otimização da Implantação de Sistemas ORC em uma FPSO Brasileira.** [s.l.] Federal University of Itajubá, 2015.

GOTELIP, T. et al. Multi-objective optimization and exergetic analysis of a low-grade waste heat recovery ORC application on a Brazilian FPSO. **Energy Conversion and Management**, v. 174, n. August, p. 537–551, 2018.

GUO, J. Design analysis of supercritical carbon dioxide recuperator. **Applied Energy**, v. 164, p. 21–27, 2016.

HAN, Z.; FAN, W.; ZHAO, R. Improved thermodynamic design of organic radial-inflow turbine and ORC system thermal performance analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 150, n. May, p. 259–268, 2017.

HEATRIC. **Heatric.** Disponível em: <www.heatric.com>.

HELSELGREAVES, J. E. **Compact Heat Exchangers: Selection , Design and**

Operation. [s.l: s.n.]. v. 03

HINZE, J. F.; NELLIS, G. F.; ANDERSON, M. H. Cost comparison of printed circuit heat exchanger to low cost periodic flow regenerator for use as recuperator in a s-CO₂ Brayton cycle. **Applied Energy**, v. 208, n. May, p. 1150–1161, 2017.

HU, K. et al. A case study of an ORC geothermal power demonstration system under partial load conditions in Huabei Oilfield, China. **Energy Procedia**, v. 142, p. 1327–1332, 2017.

IMRAN, M. et al. Recent research trends in organic Rankine cycle technology: A bibliometric approach. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 81, n. August 2017, p. 552–562, 2018.

INVERNIZZI, C. M. et al. Thermal stability of n -pentane, cyclo-pentane and toluene as working fluids in organic Rankine engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 121, p. 172–179, 2017.

IVERSON, B. D. et al. Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy. **Applied Energy**, v. 111, p. 957–970, 2013.

JAMIESON, A. The Radial Turbine. **Gas Turbine Principles and Practice**, 1955.

JEON, S. et al. Thermal performance of heterogeneous PCHE for supercritical CO₂ energy cycle. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 102, p. 867–876, 2016.

KALINA, J.; ŚWIERZEWSKI, M.; SZEGA, M. Simulation based performance evaluation of biomass fired cogeneration plant with ORC. **Energy Procedia**, v. 129, p. 660–667, 2017.

KANG, S. H. Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid. **Energy**, v. 41, n. 1, p. 514–524, maio 2012.

KARELLAS, S.; SCHUSTER, A.; LEONTARITIS, A.-D. Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. **Applied Thermal Engineering**, v. 33–34, n. 2012, p. 70–76, 2012.

KARIMI, S.; MANSOURI, S. A comparative profitability study of geothermal electricity production in developed and developing countries: Exergoeconomic analysis and optimization of different ORC configurations. **Renewable Energy**, v. 115, p. 600–619, 2018.

KATO, Y.; NITAWAKI, T.; MUTO, Y. Medium temperature carbon dioxide gas

turbine reactor. **Nuclear Engineering and Design**, 2004.

KAYS, W. M. LONDON, A. L. **Compact Heat Exchanger**. New York: McGRAW-Hill Book Company, 1984.

KIM, I. H. **Experimental and Numerical Investigations of Thermal-hydraulic Characteristics for the Design of a Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) in HTGRs**. [s.l.] Korea Advanced Institute of Science and Technology, 2012.

KOSMADAKIS, G. et al. Development of Open-Drive Scroll Expander for an Organic Rankine Cycle (ORC) Engine and First Test Results. **Energy Procedia**, v. 129, p. 371–378, 2017.

LAMBRUSCHINI, F. et al. Dynamic model of a 10 MW supercritical CO₂ recompression Brayton cycle. **ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, n. 49873, p. V009T36A004, 2016.

LE PIERRES, R.; SOUTHALL, D.; OSBORNE, S. Impact of Mechanical Design Issues on Printed Circuit Heat Exchangers. **Proceedings of sCO₂ Power Cycle Symposium**, n. May, 2011.

LECOMPTE, S. et al. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 448–461, 2015.

LEE, S. M.; KIM, K. Y.; KIM, S. W. Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 60, n. 1–2, p. 44–50, 2013.

LEE, Y. R. et al. Development and application of a 200 kW ORC generator system for energy recovery in chemical processes. **Energy Procedia**, v. 129, p. 519–526, 2017.

LI, M. J. et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 255–275, 2017.

LI, Y.; REN, X. Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p. 547–554, 2016.

LIU, X. et al. Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 125, p. 153–164, 2017.

MA, T. et al. Study on local thermal-hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature. **Energy Conversion and Management**, v. 104, p. 55–66, 2015.

MA, Y. et al. Thermodynamic study of main compression intercooling effects on supercritical CO₂ recompression Brayton cycle. **Energy**, v. 140, p. 746–756, 2017.

MADHAWA, H. H. D. et al. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. **Energy**, v. 32, n. 9, p. 1698–1706, set. 2007.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 10, n. 2, p. 171–180, 1995.

MARTINS, G. L.; BRAGA, S. L.; FERREIRA, S. B. Design optimization of partial admission axial turbine for ORC service. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p. 18–25, 2016.

MERONI, A. et al. Optimization of organic Rankine cycle power systems considering multistage axial turbine design. **Applied Energy**, v. 209, n. September 2017, p. 339–354, 2017.

MESHRAM, A. et al. Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO₂ power cycle applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 109, p. 861–870, 2016.

MILANI, D. et al. Optimizing an advanced hybrid of solar-assisted supercritical CO₂ Brayton cycle: A vital transition for low-carbon power generation industry. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 1317–1331, 2017.

MIRANDA, R. A. C. Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências. 2015.

MIRZAEI, M. et al. Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 5, n. November 2017, p. 230–237, 2018.

MOISSEYTSEV, A., SIENICKI, J. . **Performance Improvement Options for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle**. [s.l: s.n.].

MOUSTAPHA, H. et al. **Axial and Radial Turbines**. Vermont, USA: [s.n.].

MUTO, Y. et al. Application of Supercritical CO₂ Gas Turbine for the Fossil Fired Thermal Plant. v. 4, n. 9, 2010.

NASCIMENTO, M. A. . **The Selective Bleed Variable Cycle Engine**. [s.l.] Cranfield Intitute of Technology, 1992.

NEGASH, A. et al. Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler. **Energy**, v. 143, p. 797–811, 2018.

NGUYEN, T. et al. Energy efficiency measures for offshore oil and gas platforms. **Energy**, v. 117, p. 325–340, 2016.

OYEWUNMI, O. A. et al. Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 1508–1524, 2017.

PAN, L.; WANG, H. Improved analysis of Organic Rankine Cycle based on radial flow turbine. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, n. 2, p. 606–615, nov. 2013.

PANTANO, F.; CAPATA, R. Expander selection for an on board ORC energy recovery system. **Energy**, v. 141, p. 1084–1096, 2017.

PAPES, I.; DEGROOTE, J.; VIERENDEELS, J. New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis. **Applied Thermal Engineering**, v. 91, p. 535–546, 2015.

PASETTI, M.; INVERNIZZI, C. M.; IORA, P. Thermal stability of working fluids for organic Rankine cycles: An improved survey method and experimental results for cyclopentane, isopentane and n-butane. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 762–772, 2014.

PATIL, V. R. et al. Techno-economic comparison of solar organic Rankine cycle (ORC) and photovoltaic (PV) systems with energy storage. **Renewable Energy**, v. 113, p. 1250–1260, 2017.

PERSICHILLI, M. et al. Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam Ste am. **Power-Gen India & Central Asia**, p. 1–15, 2012.

PEZZUOLO, A. et al. The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic

Rankine Cycle unit design. **Energy**, v. 102, p. 605–620, 2016.

PROJETO BG-18. **Recuperação de Calor Residual em Unidades FPSO Utilizando Ciclos Rankine não Convencionais**, 2014.

QUOILIN, S. **Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications**. [s.l: s.n.].

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

QUOILIN, S.; LEMORT, V.; LEBRUN, J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. **Applied Energy**, v. 87, n. 4, p. 1260–1268, abr. 2010.

RAHBAR, K. et al. Parametric analysis and optimization of a small-scale radial turbine for Organic Rankine Cycle. **Energy**, v. 83, p. 696–711, 2015.

RAYEGAN, R.; TAO, Y. X. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). **Renewable Energy**, v. 36, n. 2, p. 659–670, 2011.

RODGERS, C., GEISER, R. Performance of a high efficiency radial/axial turbine. **Journal of Turbomachinery**, v. 109, n. pp. 151-154, p. 1987, 1987.

ROHDE, D. et al. Heat recovery from export gas compression: Analyzing power cycles with detailed heat exchanger models. **Applied Thermal Engineering**, v. 60, n. 1–2, p. 1–6, 2013.

ROHLIK, H. E. **Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency**. NASA TN D-4384. Report N° E-3996. Cleveland, Ohio, USA, 1968.

ROHLIK, H. E. **Radial-Inflow Turbines. Turbine Design and Application**. [s.l: s.n.].

SALOUX, E. et al. Reconstruction procedure of the thermodynamic cycle of organic Rankine cycles (ORC) and selection of the most appropriate working fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 628–635, 2018.

SANTOS, M. et al. Design and modelling of a small scale biomass-fueled CHP system based on Rankine technology. **Energy Procedia**, v. 129, p. 676–683, 2017.

SARAVANAMUTTOO, H.; COHEN, H.; ROGERS, G. **Gas Turbine Theory**. 5. ed.

[s.l.] Dorling Kindersley, 2013.

SARKAR, J. Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine cycle for low-grade heat conversion. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 48, p. 434–451, 2015.

SATANPHOL, K.; PRIDASAWAS, W.; SUPHANIT, B. A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. **Energy**, v. 123, p. 326–339, 2017.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [s.l: s.n.].

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, P. D. **Fundamentals of Heat Exchangers Design**. [s.l.] John Wiley & Sons, 2003.

SHENGJUN, Z.; HUAIXIN, W.; TAO, G. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. **Applied Energy**, v. 88, n. 8, p. 2740–2754, ago. 2011.

SHU, G. et al. Study of mixtures based on hydrocarbons used in ORC (Organic Rankine Cycle) for engine waste heat recovery. **Energy**, v. 74, p. 428–438, 2014.

SIDDIQI, M. A.; ATAKAN, B. Alkanes as fluids in Rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 256–263, set. 2012.

SIEMENS. **SGT-600 Industrial Gas Turbine**. Disponível em: <https://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/power-generation/gas-turbines/SGT-600/downloads/SGT-600_GT_PowerGen_EN.pdf>.

SMITH, S. A Simple Correlation of Turbine Efficiency. **Journ Royal Aero Soc.**, v. 69, 1965.

SONG, J.; GU, C. Analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) systems with pure hydrocarbons and mixtures of hydrocarbon and retardant for engine waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 89, p. 693–702, 2015.

SONG, J.; GU, C. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) SYSTEMS BASED ON TURBINE PERFORMANCE PREDICTION. **ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, p. 1–10, 2016.

SONG, J.; GU, C. WEI; REN, X. Influence of the radial-inflow turbine efficiency prediction on the design and analysis of the Organic Rankine Cycle (ORC) system. **Energy Conversion and Management**, v. 123, p. 308–316, 2016.

STANITZ, J. Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixedflow centrifugal compressors. **ASME**, v. 74, 1952.

STRUB, R. A.; FRIEDER, A. J. High Pressure Indirect CO₂ Closed-Cycle Design Gas Turbines. **Nuclear Gas Turbines**, p. pp 51-61, 1970.

SULZER. **Verfahren zur Erzeugung von Arbeit aus Wärme**, 1948.

SUMAN, A. et al. Experimental and Numerical Characterization of an Oil-Free Scroll Expander. **Energy Procedia**, v. 129, p. 403–410, 2017.

SUN, Z. et al. Thermodynamic optimization and comparative study of different ORC configurations utilizing the exergies of LNG and low grade heat of different temperatures. **Energy**, v. 147, p. 688–700, 2018.

SUNG, T. et al. Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant. **Applied Energy**, v. 183, p. 623–635, 2016.

SVALHEIM, S.; KING, D. Life of Field Energy Performance. **Proceedings of the SPE Offshore Europe Conference**, 2003.

TALLURI, L.; LOMBARDI, G. Simulation and Design Tool for ORC Axial Turbine Stage. **Energy Procedia**, v. 129, p. 277–284, 2017.

TARTIÈRE, T. **ORC world map**. Disponível em: <<http://orc-world-map.org>>.

TCHANCHE, B. F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3963–3979, out. 2011.

TSUZUKI, N.; UTAMURA, M.; NGO, T. L. Nusselt number correlations for a microchannel heat exchanger hot water supplier with S-shaped fins. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 16, p. 3299–3308, 2009.

TURCHI, C. S. et al. Thermodynamic Study of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles for Concentrating Solar Power Systems. **Sol. Energy Eng**, v. 135, p. 7, 2013.

US DEPARTMENT OF ENERGY. Waste Heat Recovery: Technology Opportunities

in the US Industry. **Waste Heat Recovery: Technology Opportunities in the US Industry**, p. 1–112, 2008.

VAN VELDHUIZEN, D. A.; LAMONT, G. B. Multiobjective evolutionary algorithms: analyzing the state-of-the-art. **Evolutionary computation**, v. 8, n. 2, p. 125–147, 2000.

VERA, D. et al. Biomass gasification coupled to an EFGT-ORC combined system to maximize the electrical energy generation: A case applied to the olive oil industry. **Energy**, v. 144, p. 41–53, 2018.

VESCOVO, R.; SPAGNOLI, E. High Temperature ORC Systems. **Energy Procedia**, v. 129, p. 82–89, 2017.

WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D'HAESELEER, W. Comparison of shell-and-tube with plate heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 87, p. 227–237, 2014.

WALTERS, F. M. **Hypersonic Research Engine Project--Phase IIA, , Category I Test Report on Fin Heat Transfer and Pressure Drop Testing, Data Item No. 63.02.** [s.l: s.n.].

WANG, K. et al. A systematic comparison of different S-CO₂Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants. **Applied Energy**, v. 212, n. November 2017, p. 109–121, 2018.

WANG, K.; HE, Y. L.; ZHU, H. H. Integration between supercritical CO₂ Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts. **Applied Energy**, v. 195, p. 819–836, 2017.

WHITE, M. THE ONE-DIMENSIONAL MEANLINE DESIGN OF RADIAL TURBINES FOR SMALL SCALE LOW TEMPERATURE ORGANIC RANKINE CYCLES. p. 1–12, 2015.

WHITFIELD, A.; BAINES, N. C. **Design of Radial Turbomachines**. First ed. Burnt Mill: Longman Scientific & Technical, 1990.

XU, J. et al. Multi-criteria Design Optimization and Screening of Heat Exchangers for a Subcritical ORC. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1639–1645, 2015.

YAN, X. L.; LIDSKY, L. . Design of Closed-Cycle Helium Turbine Nuclear Power

Plants. **International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition**, 1993.

YEO, J.; BAINES, N. Pulsating flow behaviour in a twin-entry vaneless radial inflow turbine. **Turbocharging and Turbochargers**, 1990.

ZHAI, L. et al. An improved modeling for low-grade organic Rankine cycle coupled with optimization design of radial-inflow turbine. **Energy Conversion and Management**, v. 153, n. September, p. 60–70, 2017.

ZHAO, L. et al. Solar driven ORC-based CCHP: Comparative performance analysis between sequential and parallel system configurations. **Applied Thermal Engineering**, v. 131, p. 696–706, 2018.

ZHENG, Y. et al. Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine Cycle radial-inflow turbine based on mathematic method and CFD method. **Applied Thermal Engineering**, v. 112, p. 25–37, 2017.

ZHOU, A. et al. Aerodynamic design and numerical analysis of a radial inflow turbine for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 132, p. 245–255, 2018.

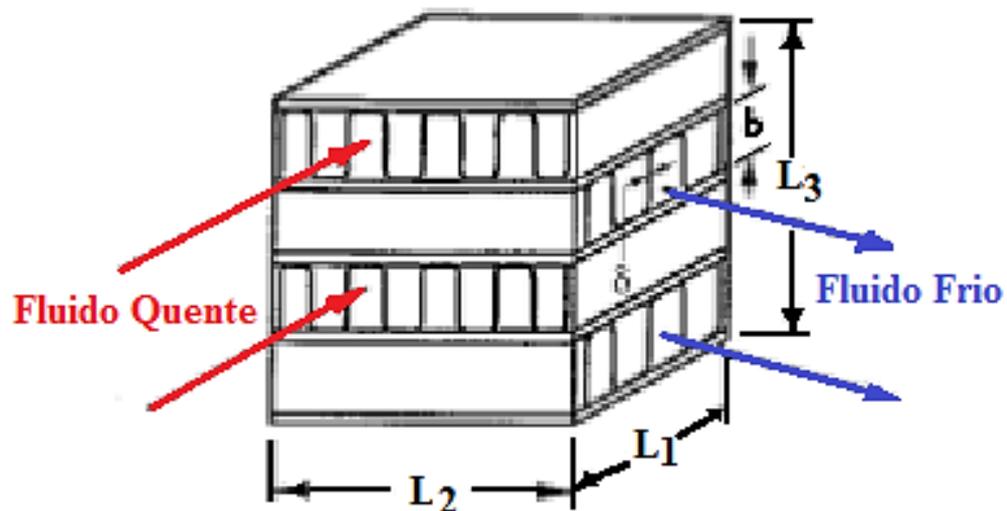
ANEXO I Descrição dos Cálculos Trocadores de Calor

Neste tópico será apresentado o passo a passo dos cálculos de trocadores de calor compactos, de placas aletados e fluxo cruzado. A metodologia dos cálculos apresentadas neste tópico é a execução da metodologia apresentada anteriormente.

Os cálculos aqui apresentados se referem ao projeto do dimensionamento do recuperador de calor do ciclo ORC. A metodologia de cálculo pode ser expandida para os demais equipamentos de troca de calor do ciclo (evaporador, aquecedor, condensador e resfriador), segundo as recomendações apresentadas anteriormente.

A utilização do trocador de calor compacto para trocador intermediário se deve ao fato deste possuir maiores áreas de troca em pequenos volumes. Uma vez que o lado quente deste trocador recebe o fluido gasoso e fluidos gasosos possuem baixos coeficientes de transferência de calor, os quais precisariam de maior área no uso de trocadores de calor convencionais do tipo casco e tubo. A Figura 76 apresenta a configuração típica deste tipo de trocador.

Figura 76 Esquema da matriz do trocador de calor de placas aletado.



O tipo de arranjo de superfície do trocador avaliado foi o do tipo com aletas de faixa deslocada ‘*Offset Strip Fin Surface 1/8-19.86*’ (Kays e London, 1998). As características básicas da superfície do trocador avaliado são apresentadas a seguir.

Dados de Geometria do trocador:

Espaçamento entre as aletas: $b_h = 2,49 [mm]$

Diâmetro Hidráulico: $Dh_h = 0.00154 [mm]$

Razão entre área do fluxo de troca de calor e volume, entre as placas:

$$\beta_h = 2254 [m^2/m^3]$$

Espessura da aleta: $\delta_h = 0,102 [mm]$

Relação entre área frontal e área total do trocador: $\frac{A_f}{A} = 0,785$

Condutividade térmica da aleta: $k_{f_h} = 18 [W/m \cdot K]$

Espessura da parede: $\delta_{w_h} = 0,5 [mm]$

As condições de temperatura na entrada e saída dos trocadores são condições de operação do ciclo ORC, avaliadas no modelo termodinâmico do ciclo. Assim, as análises de cálculo dos trocadores serão realizadas para atingir as condições desejadas.

Condições de operação dos fluidos de trabalho:

Vazão mássica: $\dot{m}_h = \dot{m}_{23}; \dot{m}_c = \dot{m}_{56} [kg/s]$

Pressões e Temperaturas na entrada:

Lado quente: $P_2 [kPa]; T_2 [K]$

Lado frio: $P_5 [kPa]; T_5 [K]$

Uma vez conhecidas as temperaturas de operação na entrada e saída do equipamento, pode-se determinar a efetividade ε do mesmo.

A princípio deve se estimar uma perda de carga limite. Neste estudo considerou-se um limite na perda de carga dos trocadores igual 3% da pressão de entrada. Este é um valor comum adotado para trocadores de calor em turbinas a gás.

Perda de Carga Estimada (lado quente): $\Delta P i_h = 0,03 P_2$

Perda de Carga Estimada (lado frio): $\Delta P i_c = 0,03 P_5$

Logo as pressões na saída do trocador serão:

$$P_3 = P_2 - \Delta P i_h$$

$$P_6 = P_5 - \Delta P i_c$$

Cálculo das propriedades dos fluidos:

$$c_p, k, \mu, Pr = f(T, P)$$

$$c_{p_{23}} = \bar{c}_{p_h} = \left(\frac{c_{p_2} + c_{p_3}}{2} \right); \quad c_{p_{56}} = \bar{c}_{p_c} = \left(\frac{c_{p_5} + c_{p_6}}{2} \right)$$

$$\bar{k}_h = k_{23} = \left(\frac{k_2 + k_3}{2} \right); \quad \bar{k}_c = k_{56} = \left(\frac{k_5 + k_6}{2} \right)$$

$$\bar{\mu}_h = \mu_{23} = \left(\frac{\mu_2 + \mu_3}{2} \right); \quad \bar{\mu}_c = \mu_{56} = \left(\frac{\mu_5 + \mu_6}{2} \right)$$

$$\bar{\rho}_h = \rho_{23} = \left(\frac{\rho_2 + \rho_3}{2} \right); \quad \bar{\rho}_c = \rho_{56} = \left(\frac{\rho_5 + \rho_6}{2} \right)$$

O cálculo da Capacitância pode ser realizado a partir de:

$$C_{23} = \dot{m}_{23} * c_{p_{23}}; \quad C_{56} = \dot{m}_{56} * c_{p_{56}}$$

Desconsiderando a condução de calor longitudinal, calcula-se NTU para o trocador de fluxo cruzado, com fluidos não misturados:

$$NTU = \log \left[\frac{(-C \cdot \varepsilon + 1)}{(1 - \varepsilon)} \right] \frac{1}{1 - C}$$

Inicialmente, os valores de ntu_{56} e ntu_{23} devem ser estimados do valor global de NTU. Quanto melhor a estimativa inicial, o valor estará mais próximo do valor de G na primeira iteração.

Se ambos os fluidos são gases ou ambos os fluidos são líquidos, pode-se considerar que o *design* é balanceado (ou seja, as resistências térmicas estão distribuídas aproximadamente em igualdade no lado quente e lado frio).

Neste caso, $C_c \approx C_{min}$, e

$$ntu_h \approx ntu_c \approx 2NTU$$

$$ntu_{56} = 2 \cdot NTU$$

Assim, negligenciando inicialmente a resistência térmica pela parede (uma vez que A_w ainda não foi determinado), tem-se da Equação 3.2:

$$ntu_{56} = 2 \cdot C \cdot NTU$$

$$ntu_{23} = ntu_{56}$$

Alternativamente, quando há líquido em um lado e gás em outro lado, considera-se 10% a resistência térmica no lado líquido:

$$0.10 \left(\frac{1}{UA} \right) = \frac{1}{(\eta_o hA)_{liq}}$$

$$ntu_{gas} = 1.11NTU \quad e \quad ntu_{liq} = 10C^* \cdot NTU$$

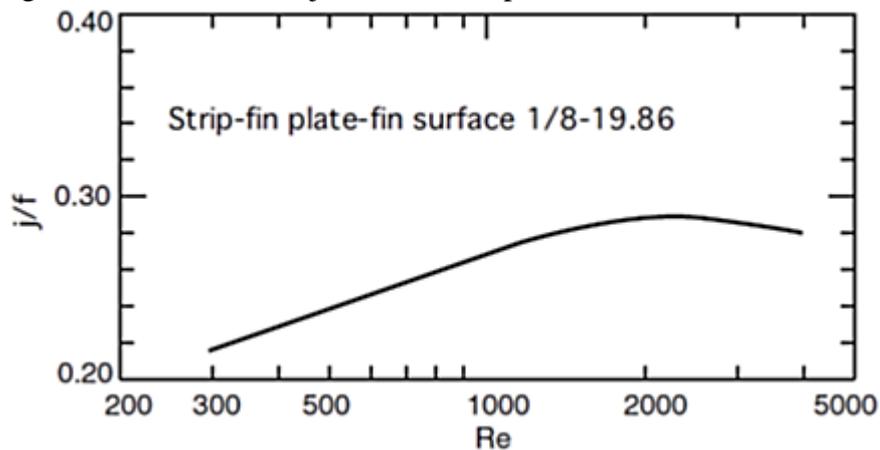
Determinação da velocidade mássica no núcleo:

Para determinação da velocidade mássica no núcleo G , é necessário estimar inicialmente valores de j/f (razão entre *Fator de Colburn* e *Coefficiente de Atrito*) e η_o .

As características da relação entre *fator de Colburn* e *coeficiente de atrito*, com número de *Reynolds* são específicas da superfície analisada em cada lado de escoamento. A relação entre (j/f) vs Re pode ser construídas como mostrado na

Figura 77.

Figura 77 Característica j/f vs. Re da superfície do trocador avaliado.



Fonte:Shah; Sekulié, (2003)

Uma vez que o número de *Reynolds* não é conhecido até esta etapa, estima-se um valor médio para (j/f) .

$$(j/f)_{23} = 0.25 ; \quad (j/f)_{56} = 0.25$$

Um valor mais preciso de (j/f) não é essencial neste momento, uma vez que está se definindo uma aproximação inicial para G , junto com também outras aproximações. Na ausência de um valor conhecido para a eficiência do trocador (η_o), assume-se o valor de 0,80 para ambos os lados de escoamento.

$$g_{c_{23}} = 1 \quad \eta_o = 0.8 \quad g_{c_{56}} = 1$$

$$G_{23} = \left[\frac{(2 \cdot g_{c_{23}} \cdot \rho_{23} \cdot \eta_0 \cdot (\Delta P_{i_{23}} \cdot 10^3) \cdot (j/f))}{(Pr_{23}^{2/3}) \cdot ntu_{23}} \right]^{1/2}$$

$$G_{56} = \left[\frac{(2 \cdot g_{c_{56}} \cdot \rho_{56} \cdot \eta_0 \cdot (\Delta P_{i_{56}} \cdot 10^3) \cdot (j/f))}{(Pr_{56}^{2/3}) \cdot ntu_{56}} \right]^{1/2}$$

Uma vez determinado a velocidade mássica no núcleo, pode-se determinar o número de Reynolds, além do fator de Colburn e coeficiente de atrito.

$$Re_{23} = \left(\frac{G_{23} D h_{23}}{\mu_{23}} \right); Re_{56} = \left(\frac{G_{56} D h_{56}}{\mu_{56}} \right)$$

O número de *Reynolds* nos cálculos envolvidos indica escoamento laminar em ambos escoamentos, assim a correção do *fator de Colburn* (j) para efeitos das propriedades dependentes da temperatura será unitário.

Cálculo dos coeficientes de transferência de calor:

$$h_{23} = \left(\frac{j_{23} G_{23} c_{p_{23}}}{Pr_{23}^{2/3}} \right); h_{56} = \left(\frac{j_{56} G_{56} c_{p_{56}}}{Pr_{56}^{2/3}} \right)$$

Cálculo da eficiência da aleta:

Inicialmente os coeficientes m_{23} e m_{56} devem ser determinados, para o cálculo da *eficiência da aleta* para cada lado do escoamento. Uma vez que *offset fins* são utilizadas em ambos os lados de escoamento, se usará a equação a seguir, substituindo o valor L_f por l_s para levar em conta a área da borda exposta.

$$m_{23} = \left[\frac{2 \cdot h_{23}}{k_{f_{23}}} \left(1 + \frac{\delta_{23}}{l_{s_{23}}} \right) \right]^{1/2}; m_{56} = \left[\frac{2 \cdot h_{56}}{k_{f_{56}}} \left(1 + \frac{\delta_{56}}{l_{s_{56}}} \right) \right]^{1/2}$$

$$l_{23} = l_{56} \approx \frac{b}{2} - \delta$$

Assim,

$$\eta_{f_{23}} = \frac{\tanh(m_{23} \cdot l_{23})}{(m_{23} \cdot l_{23})}; \eta_{f_{56}} = \frac{\tanh(m_{56} \cdot l_{56})}{(m_{56} \cdot l_{56})}$$

A eficiência global da superfície do trocador, utilizando valores de (A_f/A) fornecida por Kays e London (1998) para a superfície específica do trocador, ou dados de entrada:

$$\eta_{0_{23}} = 1 - (1 - \eta_{f_{23}}) \cdot \frac{A_f}{A}$$

$$\eta_{0_{56}} = 1 - (1 - \eta_{f_{56}}) \cdot \frac{A_f}{A}$$

Cálculo do coeficiente global de transferência de calor:

$$\alpha_{56} = \frac{b_{56} \cdot \beta_{56}}{b_{56} + b_{23} + 2\delta_w}$$

$$\alpha_{23} = \frac{b_{23} \cdot \beta_{23}}{b_{23} + b_{56} + 2\delta_w}$$

Logo,

$$\frac{A_{56}}{A_{23}} = \frac{\alpha_{56}}{\alpha_{23}}$$

Assim, da equação 3.17, desconsiderando as fugas:

$$\frac{1}{U_{23}} = \frac{1}{(\eta_{0_{23}} h_{23})} + \frac{\alpha_{23}/\alpha_{56}}{(\eta_{0_{56}} h_{56})}$$

Cálculo das geometrias dos trocadores:

Área da superfície:

$$A_{23} = NTU \cdot \frac{C_{min}}{U_{23}}$$

$$A_{23} = A_{56} = NTU \cdot \frac{C_{min}}{U_{23}}$$

Área mínima de fluxo livre:

$$A_{0_{23}} = \left(\frac{\dot{m}_{23}}{G_{23}} \right); \quad A_{0_{56}} = \left(\frac{\dot{m}_{56}}{G_{56}} \right)$$

Largura do escoamento, calculado da definição de diâmetro hidráulico:

$$L_{23} = \left(\frac{D_{h_{23}} A_{23}}{4A_{0_{23}}} \right); \quad L_{56} = \left(\frac{D_{h_{56}} A_{56}}{4A_{0_{56}}} \right)$$

Para o cálculo da área frontal do núcleo, é necessário determinar:

$$\sigma_{56} = \frac{\alpha_{56} \cdot D_{h_{56}}}{4}$$

$$\sigma_{23} = \frac{\alpha_{23} \cdot D_{h_{23}}}{4}$$

Área Frontal do Núcleo:

$$A_{fr_{23}} = \frac{A_{023}}{\sigma_{23}}; A_{fr_{56}} = \frac{A_{056}}{\sigma_{56}}$$

Uma vez que $A_{fr_{56}} = L_{23}L_{nf}$ ou $A_{fr_{23}} = L_{56}L_{nf}$ se tem que:

$$L_{nf} = \frac{A_{fr_{56}}}{L_{23}} \quad L_{nf} = \frac{A_{fr_{23}}}{L_{56}}$$

Perda de Carga:

Os valores para os coeficientes de perdas pela entrada e saída são:

$$K_{c_h} = 0,36 \quad K_{e_h} = 0,42$$

$$K_{c_c} = 0,36 \quad K_{e_c} = 0,42$$

Para corrigir o *fator de atrito* (f), de acordo os efeitos de dependência da temperatura, deve-se determinar T_w . As resistências térmicas em ambos os lados do escoamento serão:

$$R_{23} = \frac{1}{(\eta_{023} h_{23} A_{23})}; \quad R_{56} = \frac{1}{(\eta_{056} h_{56} A_{56})}$$

$$T_w = \frac{T_{23} + \left(\frac{R_{23}}{R_{56}}\right) \cdot T_{56}}{1 + \left(\frac{R_{23}}{R_{56}}\right)}$$

Uma vez que a avaliação em questão se refere ao recuperador de calor, e nesta operação o gás está sendo resfriado no equipamento, o *fator de atrito* corrigido será:

$$f_{23} = \left[f_{cp} \left(\frac{T_w}{T_m} \right)^m \right]_{23}$$

O coeficiente $m=0,81$, dado em SHAH (2003).

De forma semelhante, para a condição específica avaliada:

$$f_{56} = \left[f_{cp} \left(\frac{T_w}{T_m} \right)^m \right]_{56}$$

$$\Delta P_{23} = \frac{G_{23}^2}{2g_{c_{23}}\rho_2} \left[(1 - \sigma_{23}^2 + K_{c_{23}}) + 2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} - 1 \right) + f_{23} \frac{L_{23}}{r_{h_{23}}} \rho_2 \left(\frac{1}{\rho_{23}} \right) - (1 - \sigma_{23}^2 - K_{e_{23}}) \frac{\rho_2}{\rho_3} \right]$$

$$\Delta P_{56} = \frac{G_{56}^2}{2g_{c56}\rho_5} \left[(1 - \sigma_{56}^2 + K_{c56}) + 2 \left(\frac{\rho_5}{\rho_6} - 1 \right) + f_{56} \frac{L_{56}}{r_{h56}} \rho_5 \left(\frac{1}{\rho_{56}} \right) - (1 - \sigma_{56}^2 - K_{e56}) \frac{\rho_5}{\rho_6} \right]$$

$$G_{23} = \left[\frac{(2 \cdot (\Delta P_{23} \cdot 10^3) \cdot g_{c23} \cdot \rho_2)}{1 - \sigma_{23}^2 - K_{c23} + 2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} - 1 \right) + \frac{f_{23} \cdot L_{23} \cdot \rho_2}{\rho_{23} \cdot \left(\frac{D_{h23}}{4} \right)} - (-\sigma_{23}^2 - K_{e23} + 1) \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} \right)} \right]^{1/2}$$

$$G_{56} = \left[\frac{(2 \cdot (\Delta P_{56} \cdot 10^3) \cdot g_{c56} \cdot \rho_2)}{1 - \sigma_{56}^2 - K_{c56} + 2 \left(\frac{\rho_5}{\rho_6} - 1 \right) + \frac{f_{56} \cdot L_{56} \cdot \rho_2}{\rho_{56} \cdot \left(\frac{D_{h56}}{4} \right)} - (-\sigma_{56}^2 - K_{e56} + 1) \cdot \left(\frac{\rho_5}{\rho_6} \right)} \right]^{1/2}$$

ANEXO II Validação Turbina Radial

O programa computacional para projeto de turbinas radiais desenvolvido nesta tese é baseado na metodologia de Glassman, (1976). O modelo desenvolvido nesta tese em software Matlab foi comparado no item 5.2.1 com os resultados de Miranda (2015) , que avaliou o projeto preliminar unidimensional de turbinas radiais para ciclos Rankine orgânicos, utilizando as mesmas equações de estado proposta pelo autor.

De forma diferente, o modelo de cálculo de desta tese foi desenvolvido para o cálculo das propriedades do fluido de trabalho real em suas condições de operação esperadas. Para isto utiliza em suas sub-rotinas as equações de estado propostas no programa comercial REFPROP®.

Nas Tabela 30, Tabela 31, Tabela 32, Tabela 33 são apresentadas as comparações destes resultados.

Tabela 30 Validação projeto da turbina radial na entrada do bocal.

ENTRADA DO BOCAL	Miranda (2015)	Modelo	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	396,00	396,00	0,00	0,00%
Pressão estática (kPa)	388,85	390,70	1,85	0,48%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	1117,17	1118,70	1,53	0,14%
Raio de entrada do bocal (mm)	263,32	300,94	37,62	14,29%
Diâmetro de entrada do bocal (mm)	526,64	601,89	75,25	14,29%
Corda da palheta do bocal (mm)	106,75	127,31	20,56	19,26%
Ângulo absoluto na corda meia (Grau)	66,26	67,36	1,10	1,66%
Raio na corda meia da palheta do bocal (mm)	246,48	282,34	35,86	14,55%
Área de entrada do bocal (m ²)	0,06	0,06	0,01	9,21%
Espaçamento das palhetas na entrada do bocal (mm)	97,32	118,18	20,86	21,43%
Largura da palheta na entrada (mm)	35,75	34,15	1,61	4,49%
Número de palhetas	17,00	16,00	1,00	5,88%
Número de Mach absoluto	0,16	0,14	0,02	14,08%
Ângulo absoluto (Grau)	54,58	55,06	0,48	0,89%
Ângulo ótimo absoluto (Grau)	-27,92	0,00		
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	82,50	0,00		
Velocidade absoluta (m/s)	108,23	100,17	8,06	7,45%
Velocidade meridional (m/s)	62,72	57,36	5,36	8,55%
Velocidade absoluta na direção tang (m/s)	88,20	82,12	6,08	6,90%
Velocidade do som na entrada do bocal (m/s)	671,71	655,16	16,56	2,46%
Vazão em massa na entrada do bocal (Kg/s)	4,50	4,50	0,00	0,00%
Massa específica estática (kg/m ³)	1,21	1,22	0,00	0,18%
Volume específico na entrada do bocal (m ³ /kg)	0,82	0,82	0,00	0,17%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 31 Validação projeto da turbina radial na saída do bocal.

SAÍDA DO BOCAL	Miranda (2015)	Modelo	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	376,91	378,42	1,51	0,40%
Pressão estática (kPa)	248,66	257,71	9,05	3,64%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	997,17	1006,30	9,13	0,92%
Raio de saída do bocal (mm)	219,43	250,79	31,35	14,29%
Diâmetro de saída do bocal (mm)	430,87	457,50	26,63	6,18%
Área de saída do bocal (m ²)	0,05	0,05	0,00	9,15%
Espaçamento das palhetas na saída do bocal (mm)	81,10	98,48	17,38	21,43%
Largura da palheta na saída (mm)	35,75	34,15	1,61	4,49%
Número de Mach absoluto	0,79	0,76	0,03	4,12%
Ângulo absoluto (Grau)	77,94	79,66	1,72	2,21%
Velocidade absoluta (m/s)	502,76	517,17	14,40	2,86%
Velocidade meridional (m/s)	105,06	92,85	12,21	11,62%
Velocidade absoluta na direção tangencial (m/s)	491,66	508,76	17,10	3,48%
Velocidade do som na saída do bocal (m/s)	671,71	655,16	16,56	2,46%
Vazão em massa na saída do bocal (Kg/s)	4,50	4,45	0,05	1,05%
Massa específica estática (kg/m ³)	0,87	0,89	0,02	2,57%
Volume específico na saída do bocal (m ³ /kg)	1,15	1,12	0,03	2,51%
Pressão estática crítica (kPa)	131,36	136,14	4,78	3,64%
Temperatura estática crítica (K)	830,98	838,55	7,57	0,91%
Temperatura estática isentrópica (K)	983,19	993,29	10,09	1,03%
Massa específica estática crítica (kg/m ³)	0,55	0,57	0,01	2,57%
Volume específico crítico (m ³ /KG)	1,82	1,77	0,05	2,51%
Velocidade absoluta crítica (m/s)	613,19	613,31	0,12	0,02%
Velocidade absoluta máxima (m/s)	1502,00	1502,30	0,30	0,02%
Fator de obstrução na saída do bocal	0,99	0,99	0,00	0,28%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 32 Validação projeto da turbina radial na entrada do rotor.

ENTRADA DO BOCAL	Miranda (2015)	Modelo	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	375,86	373,19	2,67	0,71%
Pressão estática (kPa)	242,61	227,95	14,66	6,04%
Temperatura total (K)	1123,00	1123,00	0,00	0,00%
Temperatura estática (K)	990,97	975,46	15,51	1,57%
Raio de entrada do rotor (mm)	210,66	224,49	13,83	6,56%
Diâmetro de entrada do rotor (mm)	421,32	448,97	27,65	6,56%
Área de entrada do rotor (m ²)	0,05	0,05	0,00	0,80%
Espaçamento das pás entrada do rotor (mm)	88,24	94,03	5,79	6,56%
Largura da pá na entrada (mm)	35,75	34,15	1,61	4,49%
Número de pás	15,00	15,00	0,00	0,00%
Número de Mach absoluto	0,82	0,87	0,05	6,54%
Número de Mach relativo	0,19	0,21	0,01	6,56%
Ângulo absoluto (Grau)	77,50	77,50	0,00	0,00%
Ângulo relativo (Grau)	-25,00	-25,00	0,00	0,00%
Ângulo ótimo relativo (Grau)	-29,77	-29,77	0,00	0,00%
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	4,77	4,77	0,00	0,00%
Ângulo de incidência ideal do rotor (Grau)	515,02	531,01	15,99	3,11%
Velocidade absoluta	122,99	126,81	3,82	3,11%
Velocidade relativa (m/s)	554,79	572,01	17,23	3,11%
Velocidade tangencial (m/s)	111,47	114,93	3,46	3,11%
Velocidade meridional (m/s)	502,81	518,42	15,61	3,10%
Velocidade absoluta na direção tangencial (m/s)	51,98	53,59	1,61	3,11%
Velocidade Relativa na direção tangencial (m/s)	671,71	655,16	16,56	2,46%
Velocidade do som na entrada do rotor [AO2] (m/s)	25148,71	24333,00	815,71	3,24%
Rotação do eixo da turbina (RPM)	2633,57	2548,10	85,47	3,25%
Rotação do eixo da turbina (Rad/s)	4,50	4,50	0,00	0,00%
Vazão em massa na entrada do rotor (Kg/s)	1,17	1,16	0,01	0,87%
Massa específica total na entrada do rotor (kg/m ³)	286,99	287,10	0,11	0,04%
Constante do gás (J/kgK)	0,99	0,99	0,00	0,07%

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 33 Validação projeto da turbina radial na saída do rotor.

ENTRADA DO BOCAL	Miranda (2015)	Modelo	Erro Absoluto	Erro Relativo
Pressão total (kPa)	108,66	108,90	0,25	0,23%
Pressão estática (kPa)	100,00	100,00	0,00	0,00%
Temperatura total (K)	845,29	812,66	32,62	3,86%
Temperatura estática (K)	825,47	793,10	32,37	3,92%
Número de Reynolds	132,78	133,04	0,26	0,19%
Raio da ponta (mm)	265,57	266,08	0,52	0,19%
Diâmetro da ponta (mm)	31,80	31,86	0,06	0,19%
Raio de raiz (mm)	63,60	63,73	0,12	0,19%
Diâmetro de raiz	96,55	96,74	0,19	0,19%
Raio meio (mm)	0,05	0,05	0,00	0,76%
Área de saída do rotor (m ²)	13,32	13,35	0,03	0,19%
Espaçamento das pás saída do rotor (mm)	113,63	125,59	11,96	10,53%
Largura axial do rotor (mm)	100,98	101,18	0,20	0,19%
Largura da pá na saída (mm)	0,35	0,36	0,00	1,40%
Número de Mach absoluto	0,70	0,71	0,01	1,40%
Número de Mach relativo	-60,00	-60,00	0,00	0,00%
Ângulo relativo (Grau)	-29,77	-29,77	0,00	0,00%
Ângulo ótimo relativo (Grau)	-30,23	-30,23	0,00	0,00%
Ângulo de incidência do rotor (Grau)	201,90	195,72	6,17	3,06%
Velocidade absoluta (m/s)	403,79	391,45	12,34	3,06%
Velocidade relativa (m/s)	349,69	339,00	10,69	3,06%
Velocidade tangencial (m/s)	201,90	195,72	6,17	3,06%
Velocidade meridional (m/s)	349,69	339,00	10,69	3,06%
Velocidade relativa na direção tangencial (m/s)	582,77	562,67	20,10	3,45%
Velocidade do som na saída do rotor (m/s)	366,73	424,65	57,92	15,79%
Trabalho específico isentrópico do rotor (kJ/kg)	1650,28	1910,90	260,62	15,79%
Potencia isentrópico de saída do rotor (kW)	278,95	296,54	17,59	6,31%
Trabalho específico do rotor (kJ/kg)	1255,28	1334,40	79,12	6,30%

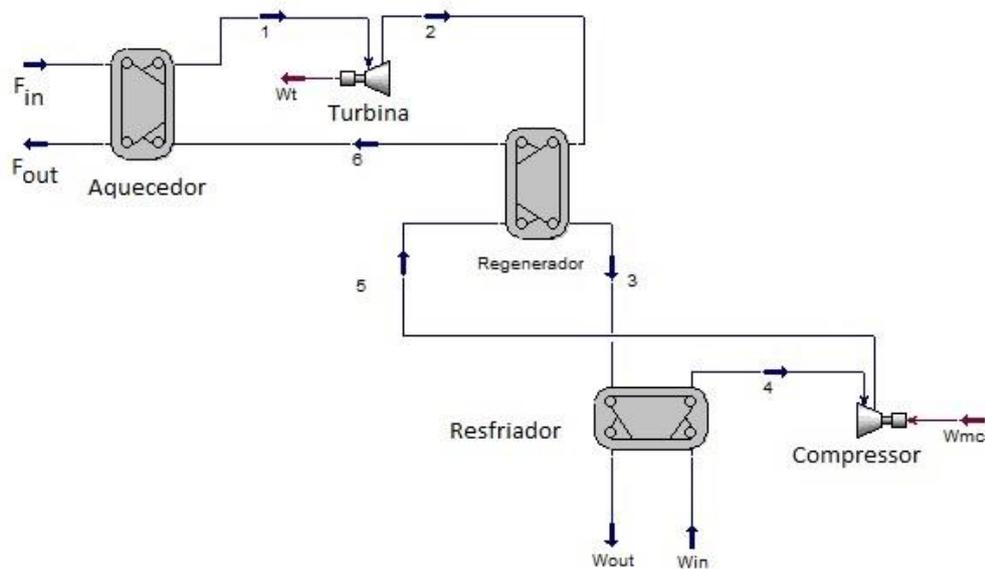
Fonte: Elaborada pelo autor.

ANEXO III Validação Modelo Termodinâmico

No Anexo III é demonstrado a validação do modelo termodinâmico proposto na tese. Para essa validação, foram comparadas as condições de operação dos resultados apresentados da otimização de cada um dos ciclos avaliados com simulações no software ASPEN-HYSYS para as respectivas condições.

- **Validação Layout 01: Ciclo simples com recuperação**

Figura 78 Validação da configuração ciclo CSR



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 34 Validação layout CSR.

	OptDesign	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	553,90	553,90	0,0041	0,00%
T_2 [K]	434,31	434,30	0,0036	0,00%
T_3 [K]	389,40	389,40	0,0029	0,00%
T_4 [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_5 [K]	370,10	370,10	0,0016	0,00%
T_6 [K]	398,05	398,60	0,5487	0,14%
$T_{f_{in}}$ [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
$T_{f_{out}}$ [K]	515,61	514,60	1,0101	0,20%
W_c [kW]	6319,19	6319,25	0,0637	0,00%
W_t [kW]	15072,13	15071,96	0,1638	0,00%
W_n [kW]	8451,50	8451,28	0,2242	0,00%

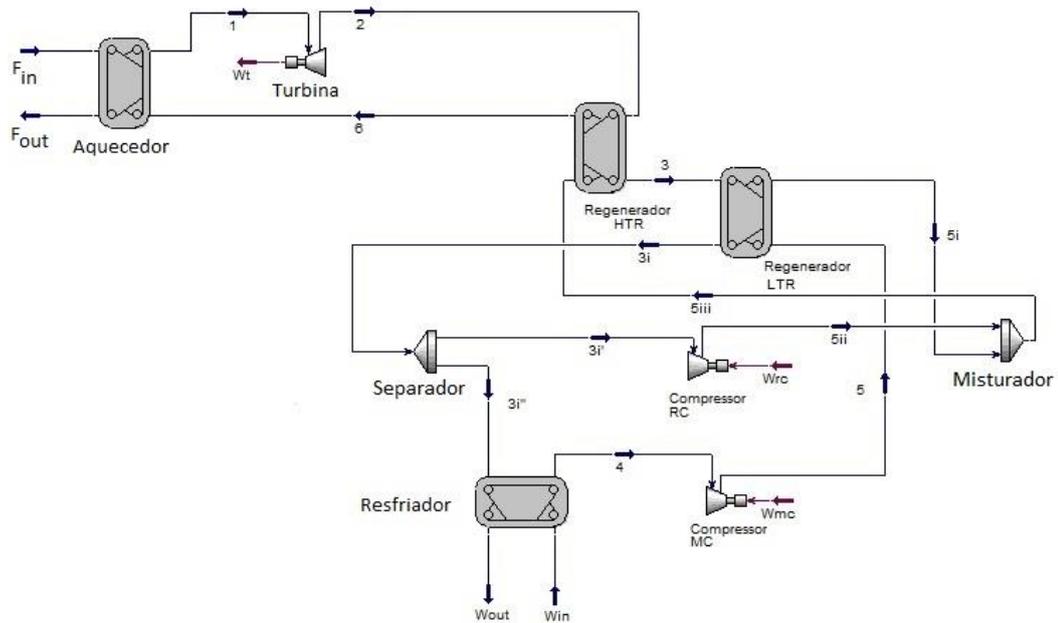
Continuação Tabela 35 Validação layout CSR.

	OptDesign	HYSYS®	Erro Absoluto	Erro Relativo
W_{esp} [kJ/kg]	52,74	52,74	0,0014	0,00%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	8967,41	8966,07	1,3454	0,02%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	8967,41	8966,07	1,3454	0,02%
\dot{Q}_{evph} [kW]	38962,53	38951,63	10,8990	0,03%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	38962,53	38962,58	0,0563	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Validação Layout 02: Ciclo com recompressão**

Figura 79 Validação da configuração ciclo CR.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 35 Validação layout CR.

	Modelo	HYSYS®	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	583,28	583,30	0,0167	0,00%
T_2 [K]	484,97	485,00	0,0338	0,01%
T_3 [K]	474,50	474,50	0,0029	0,00%
T_{3i} [K]	355,66	355,70	0,0424	0,01%
T_4 [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_5 [K]	340,75	340,75	0,0002	0,00%

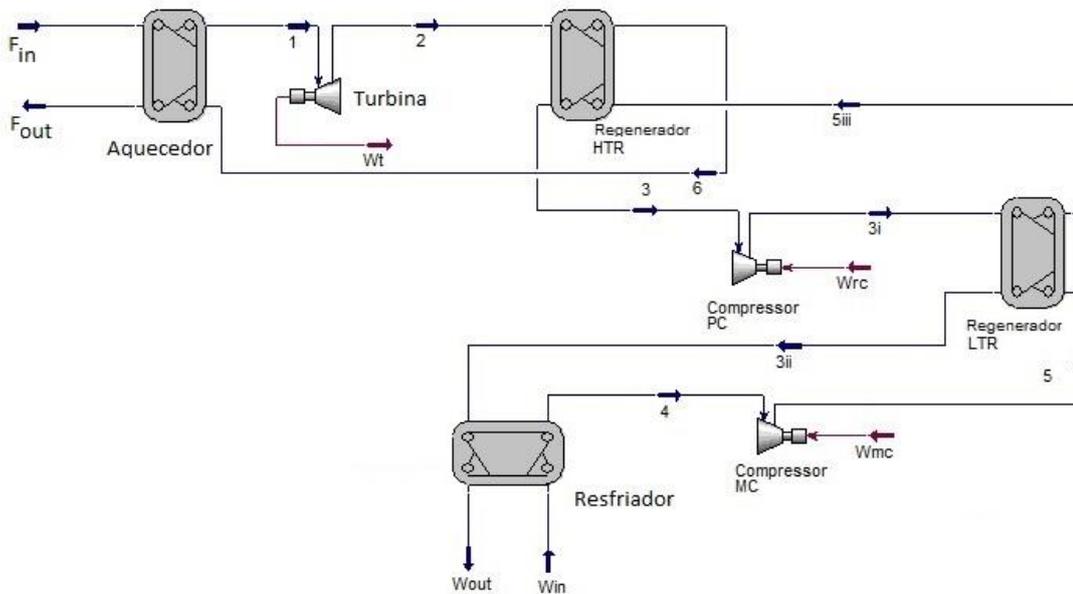
Continuação Tabela 36 Validação layout CR.

	Modelo	HYSYS®	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_{5i} [K]	437,37	437,38	0,0083	0,00%
T_{5ii} [K]	437,37	437,38	0,0043	0,00%
T_{5iii} [K]	437,37	437,38	0,0073	0,00%
T_6 [K]	444,92	444,92	0,0036	0,00%
T_{fin} [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout} [K]	541,45	540,60	0,8491	0,16%
W_{mc} [kW]	4038,11	4038,11	0,0063	0,00%
W_{rc} [kW]	819,90	819,92	0,0194	0,00%
W_c [kW]	4858,00	4858,03	0,0257	0,00%
W_t [kW]	13560,10	13559,99	0,1106	0,00%
W_n [kW]	8430,89	8430,76	0,1341	0,00%
W_{esp} [kJ/kg]	51,48	51,48	0,0008	0,00%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	2067,01	2065,85	1,1623	0,06%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	2067,01	2065,85	1,1623	0,06%
\dot{Q}_{regLh} [kW]	27933,39	27933,13	0,2659	0,00%
\dot{Q}_{regLc} [kW]	27933,39	27935,35	1,9541	0,01%
\dot{Q}_{evph} [kW]	32446,55	32452,88	6,3320	0,02%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	32446,55	32444,96	1,5894	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Layout 03: Ciclo com pré-compressão**

Figura 80 Validação da configuração ciclo CPC.



Fonte: Elaborada pelo autor.

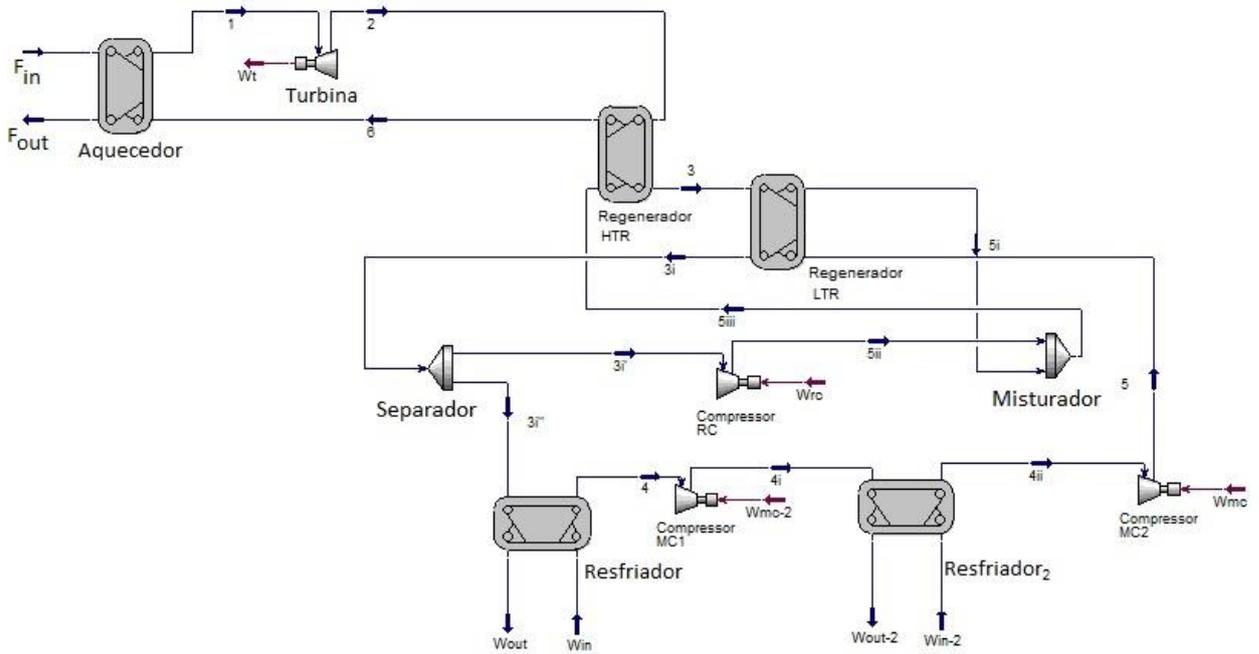
Tabela 36 Validação layout CPC.

	Modelo	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	568,23	568,23	0,0040	0,00%
T_2 [K]	432,55	432,54	0,0036	0,00%
T_3 [K]	395,41	395,41	0,0044	0,00%
T_{3i} [K]	421,36	421,36	0,0043	0,00%
T_{3ii} [K]	381,14	381,14	0,0001	0,00%
T_4 [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_5 [K]	351,09	351,09	0,0000	0,00%
T_{5iii} [K]	377,15	377,14	0,0027	0,00%
T_6 [K]	399,29	399,29	0,0018	0,00%
T_{fin} [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout} [K]	512,33	510,84	1,4865	0,29%
W_{mc} [kW]	4911,20	4911,20	0,0044	0,00%
W_{pc} [kW]	2968,10	2968,04	0,0545	0,00%
W_c [kW]	7879,30	7879,24	0,0589	0,00%
W_t [kW]	16695,01	16694,82	0,1953	0,00%
W_n [kW]	8481,81	8481,68	0,1325	0,00%
W_{esp} [kJ/kg]	55,39	55,39	0,0009	0,00%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	6730,74	6730,96	0,2121	0,00%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	6730,74	6730,96	0,2121	0,00%
\dot{Q}_{regLh} [kW]	8196,93	8196,07	0,8571	0,01%
\dot{Q}_{regLc} [kW]	8196,93	8196,07	0,8571	0,01%
\dot{Q}_{evph} [kW]	39787,53	39783,45	4,0850	0,01%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	39787,53	39787,38	0,1534	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Layout 04: Ciclo com resfriamento intermediário**

Figura 81 Validação da configuração ciclo CRI.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 37 Validação layout CRI.

	Modelo	HYSYS®	Erro Absoluto	Erro Relativo	
T_1	[K]	581,19	581,19	0,0007	0,00%
T_2	[K]	468,18	468,18	0,0011	0,00%
T_3	[K]	459,30	459,30	0,0038	0,00%
T_{3i}	[K]	333,23	333,23	0,0049	0,00%
T_4	[K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_{4i}	[K]	341,05	341,06	0,0003	0,00%
T_{4ii}	[K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_5	[K]	320,73	320,74	0,0001	0,00%
T_{5i}	[K]	422,35	422,36	0,0116	0,00%
T_{5ii}	[K]	422,35	422,34	0,0094	0,00%
T_{5iii}	[K]	422,35	422,36	0,0096	0,00%
T_6	[K]	428,28	428,28	0,0061	0,00%
T_{fin}	[K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout}	[K]	544,93	544,10	0,8288	0,15%

Fonte: Elaborada pelo autor.

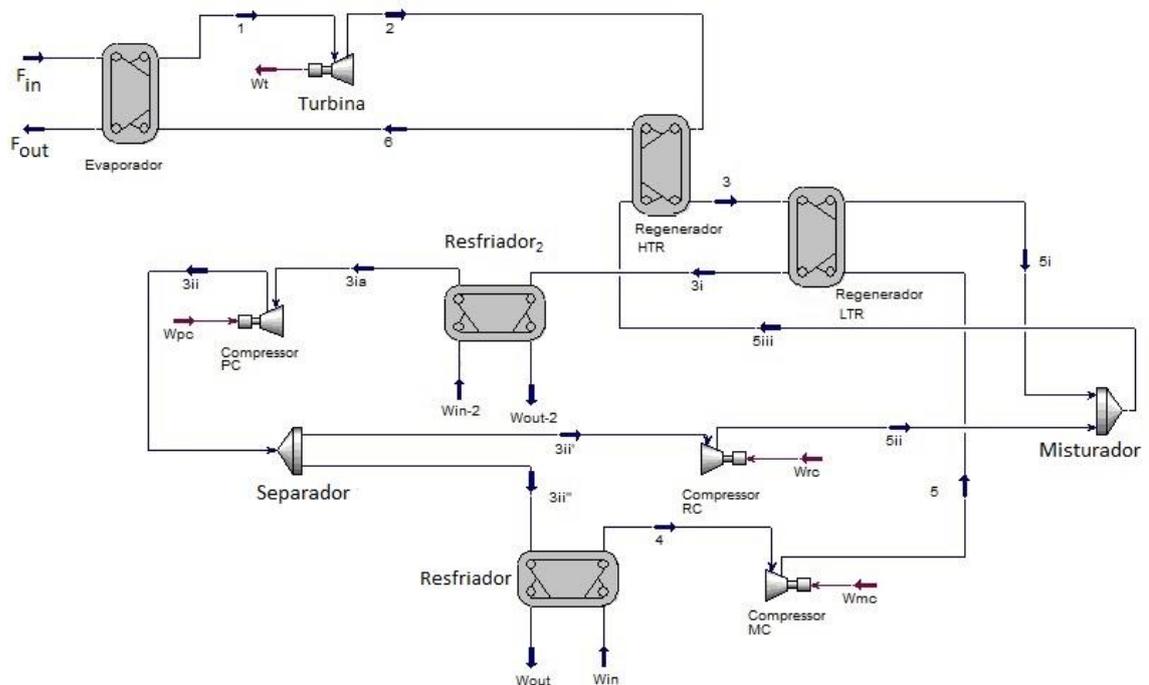
Continuação Tabela 38 Validação layout CRI.

	Modelo	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
W_{mc1} [kW]	2589,24	2589,25	0,0091	0,00%
W_{mc2} [kW]	1288,24	1288,24	0,0025	0,00%
W_{rc} [kW]	744,06	744,01	0,0512	0,01%
W_c [kW]	4621,54	4621,50	0,0396	0,00%
W_t [kW]	13376,97	13376,95	0,0238	0,00%
W_n [kW]	8487,89	8487,91	0,0163	0,00%
W_{esp} [kJ/kg]	59,82	59,82	0,0001	0,00%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	1484,88	1484,14	0,7469	0,05%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	1484,88	1484,14	0,7469	0,05%
\dot{Q}_{regLh} [kW]	26233,31	26235,83	2,5155	0,01%
\dot{Q}_{regLc} [kW]	26233,31	26235,87	2,5603	0,01%
\dot{Q}_{evph} [kW]	31566,26	31567,49	1,2244	0,00%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	31566,26	31564,56	1,7075	0,01%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Layout 05: Ciclo com resfriamento parcial:**

Figura 82 Validação da configuração ciclo CRP.



Fonte: Elaborada pelo autor.

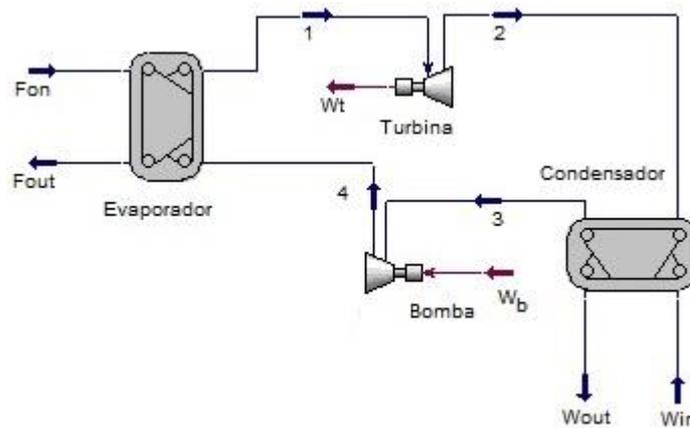
Tabela 38 Validação layout CRI.

	Modelo	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	562,93	562,93	0,0048	0,00%
T_2 [K]	439,23	439,22	0,0041	0,00%
T_3 [K]	417,56	417,56	0,0013	0,00%
T_{3i} [K]	357,75	357,75	0,0049	0,00%
T_{3ia} [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_{3ii} [K]	343,44	343,44	0,0003	0,00%
T_4 [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_5 [K]	331,50	331,51	0,0000	0,00%
T_{5i} [K]	383,53	383,52	0,0091	0,00%
T_{5ii} [K]	383,53	383,53	0,0011	0,00%
T_{5iii} [K]	383,53	383,52	0,0071	0,00%
T_6 [K]	396,63	396,62	0,0095	0,00%
T_{fin} [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout} [K]	522,44	521,42	1,0232	0,20%
W_{mc} [kW]	2256,57	2256,56	0,0089	0,00%
W_{pc} [kW]	2242,27	2242,22	0,0559	0,00%
W_{rc} [kW]	1077,72	1077,70	0,0130	0,00%
W_c [kW]	5576,55	5576,48	0,0778	0,00%
W_t [kW]	14279,61	14279,36	0,2460	0,00%
W_n [kW]	8417,46	8417,30	0,1633	0,00%
W_{esp} [kJ/kg]	58,30	58,30	0,0011	0,00%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	3739,58	3739,14	0,4313	0,01%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	3739,58	3739,14	0,4313	0,01%
\dot{Q}_{regLh} [kW]	11493,81	11492,52	1,2915	0,01%
\dot{Q}_{regLc} [kW]	11493,81	11491,79	2,0158	0,02%
\dot{Q}_{evph} [kW]	37244,14	37253,18	9,0469	0,02%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	37244,14	37245,77	1,6371	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Validação: Ciclo Rankine Convencional**

Figura 83 Validação da configuração ciclo Rankine.



Fonte: Elaborada pelo autor.

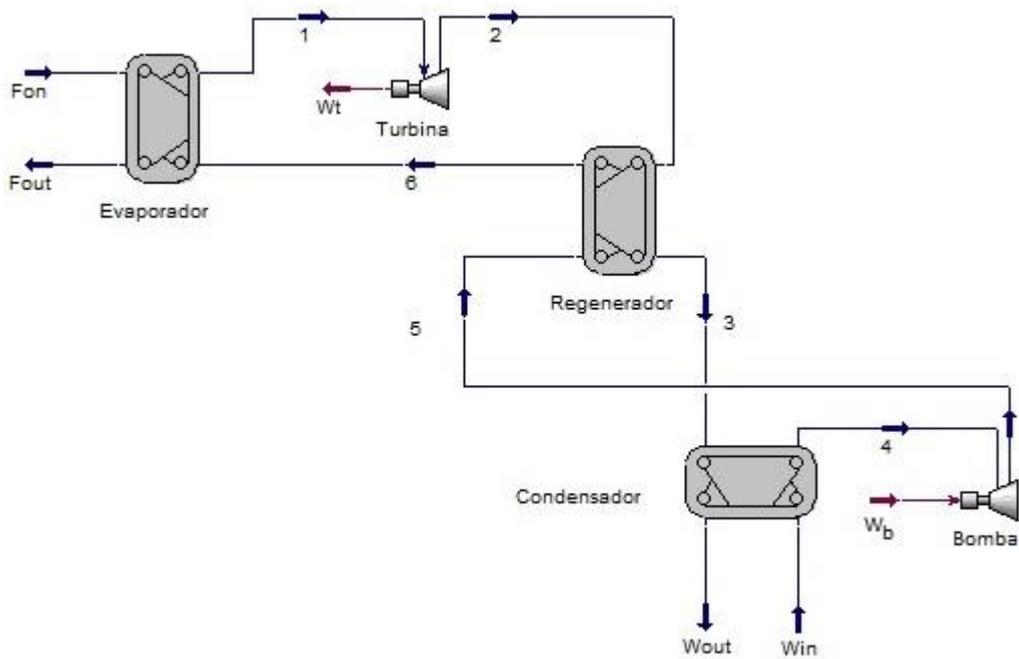
Tabela 39 Validação Ciclo Rankine.

	Modelo	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	553,90	553,90	0,0041	0,00%
T_2 [K]	434,31	434,30	0,0036	0,00%
T_3 [K]	389,40	389,40	0,0029	0,00%
T_4 [K]	313,15	313,15	0,0000	0,00%
T_{fin} [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout} [K]	515,61	514,60	1,0101	0,20%
W_b [kW]	6319,19	6319,25	0,0637	0,00%
W_t [kW]	15072,13	15071,96	0,1638	0,00%
W_n [kW]	8451,50	8451,28	0,2242	0,00%
W_{esp} [kJ/kg]	52,74	52,74	0,0014	0,00%
\dot{Q}_{evph} [kW]	38962,53	38951,63	10,8990	0,03%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	38962,53	38962,58	0,0563	0,00%

Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Validação: Ciclo ORC**

Figura 84 Validação da configuração ciclo Rankine.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 40 Validação Ciclo Rankine.

	Modelo	HYSYS [®]	Erro Absoluto	Erro Relativo
T_1 [K]	439,99	439,99	0,0040	0,00%
T_2 [K]	373,24	372,81	0,4324	0,12%
T_3 [K]	349,37	349,37	0,0037	0,00%
T_4 [K]	332,22	332,23	0,0083	0,00%
T_5 [K]	334,08	334,09	0,0116	0,00%
T_6 [K]	351,91	351,21	0,7023	0,20%
T_{fin} [K]	667,91	667,91	0,0000	0,00%
T_{fout} [K]	413,15	410,90	2,2500	0,54%
W_c [kW]	904,34	908,05	3,7030	0,41%
W_t [kW]	9617,30	9600,35	16,9566	0,18%
W_n [kW]	8454,64	8500,30	45,6519	0,54%
W_{esp} [kJ/kg]	28,33	28,48	0,1530	0,54%
\dot{Q}_{regHh} [kW]	7558,01	7529,08	28,9310	0,38%
\dot{Q}_{regHc} [kW]	7558,01	7529,08	28,9310	0,38%
\dot{Q}_{evph} [kW]	64477,57	64603,66	126,0829	0,20%
\dot{Q}_{evpc} [kW]	64477,57	64603,64	126,0633	0,20%

Fonte: Elaborada pelo autor.