

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Otimização da Implantação de Sistemas**  
**ORC em uma FPSO Brasileira**

**Autor: Thiago Gotelip Correa Veloso**

**Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez**

**Co-Orietador: Cesar Adolfo Rodriguez Sotomonte**

**Itajubá,**

**Julho de 2015**

## **RESUMO:**

A exploração de petróleo offshore tem sido uma parte importante do desenvolvimento da indústria mundial de petróleo e gás nas últimas duas décadas. No Brasil, a ampliação do uso de FPSO (Floating, Production, Storage and Offloading) será determinante para consolidar a exploração das recentes descobertas de petróleo na camada pré-sal. FPSO são navios de exploração de petróleo com capacidade para processar, armazenar e realizar a transferência de petróleo. A busca pelo aprimoramento da eficiência energética na indústria de petróleo avançou consideravelmente, principalmente para superar necessidades como o aumento da demanda de petróleo e gás, a necessidade da redução da emissão de CO<sub>2</sub> e outros gases, e aumento dos custos de produção. Esta dissertação tem como objetivo principal avaliar e otimizar o potencial energético da implantação de ciclos ORC em uma FPSO Brasileira mediante a recuperação de calor residual dos processos da plataforma. Esta abordagem visa aumentar a geração de eletricidade na plataforma avaliada, de forma eficiente, reduzindo as emissões de calor, e proporcionando um desenvolvimento mais sustentável das operações da FPSO. O ciclo Rankine orgânico desponta como uma tecnologia eficiente para conversão de calor de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade. Neste estudo foi realizado uma análise de todo sistema produtivo de uma FPSO segundo dados de operação desta, identificando as fontes de calor residual não aproveitadas nos processos. Por meio desta análise, elaborou-se uma avaliação do potencial para recuperação de calor destas fontes por meio de ciclos ORC. Para isto, realizou-se uma modelagem das unidades produtivas da FPSO, caracterizando cada fonte de calor, integrando o ciclo ORC para geração de potência. É apresentado a modelagem termodinâmica e exérgica para avaliação da implementação do ciclo ORC. Neste estudo foi desenvolvido uma otimização multiobjetivo dos parâmetros de operação do ciclo ORC, visando a maximização da potência líquida pelo ciclo, e minimização da área deste. A partir da análise termodinâmica e exérgica, evidenciou-se que a aplicação de ciclos ORC para geração de potência, a partir da recuperação de calor, mostrou-se bastante favorável aplicados à plataforma estudada.

### ***Palavras-chave:***

FPSO, Ciclo Rankine Orgânico, Recuperação de Calor Residual.

**Abstract:**

Offshore oil exploration has been an important part of the development of the world's oil and gas industry over the past two decades. In Brazil, the expanded use of FPSO (Floating, Production, Storage and Offloading) will be crucial to consolidate the exploitation of recent oil discoveries in the pre-salt fields. FPSO are oil exploration ships with capacity to process, store and provide oil transfer. The search for improvement of energy efficiency in the oil industry has advanced considerably, mainly to overcome needs such as increasing oil and gas demand, the need for reducing emissions of CO<sub>2</sub> and other gases, and increased production costs. This work aims to evaluate and optimize the energy potential of deploying ORC cycles in a Brazilian FPSO by waste heat recovery of the platform processes. This approach aims to increase electricity generation in the evaluated platform efficiently, reducing heat emissions, and providing a more sustainable development of the FPSO operations. Organic Rankine cycle is emerging as an efficient technology to lower heat conversion and average temperatures for electricity generation. In this study we performed an analysis of the entire production system of a FPSO according this operation data, identifying the remaining heat sources not utilized in the processes. Through this analysis, we designed the evaluation of the potential for heat recovery from these sources through ORC cycles. For this, we carried out a modeling of the production units of the FPSO, featuring each heat source, integrating the ORC cycle for generating power. It is introduced to thermodynamics and exergy modeling to evaluate the implementation of the ORC cycle. In this study a new multiobjective optimization of operating parameters of the ORC cycle in order to maximize the net power output in the cycle, and minimization of this area. From thermodynamics and exergy analysis, it was shown that the application of ORC cycle for generating power from the waste heat recovery, proved to be very favorable applied to study platform.

**Keywords:**

FPSO, Organic Rankine Cycle, Waste Heat Recovery.

# SUMÁRIO

<b>Capítulo 1 Introdução</b> .....	1
1.1 Introdução .....	1
1.2 Objetivos .....	3
1.3 Justificativas .....	4
1.4 Desenvolvimento do trabalho .....	6
<b>Capítulo 2 Descrição e operação de uma FPSO</b> .....	8
2.1 Exploração offshore .....	11
2.2 Descrição da FPSO estudada .....	24
<b>Capítulo 3 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)</b> .....	33
3.1 Desempenho do Ciclo ORC .....	35
3.2 Acionador primário .....	45
<b>Capítulo 4 Implantação do Sistema ORC numa FPSO</b> .....	60
4.1 Tempo de vida dos poços .....	60
4.2 Demanda energética em FPSO.....	62
4.3 Potencial de recuperação de calor .....	68
4.4 Integração do Ciclo ORC .....	79
<b>Capítulo 5 Metodologia</b> .....	85
5.1 Avaliação das propriedades termodinâmicas .....	85
5.2 Avaliação exergética .....	91
5.3 Otimização .....	95
5.4 Modelagem da integração do ciclo ORC .....	99
<b>Capítulo 6 Resultados</b> .....	103
6.1 Avaliação da simulação multiobjetivo .....	105
6.2 Avaliação Termodinâmica .....	112
6.3 Variáveis de decisão.....	117

<b>Capítulo 7 Conclusões</b> .....	127
7.1    Trabalhos futuros .....	130
<b>Capítulo 8 Bibliografia</b> .....	130

# Lista de Figuras

Figura 2.1 Tipos de plataformas utilizadas no mundo. ....	8
Figura 2.2 Ilustração de plataformas marítimas na costa brasileira. ....	9
Figura 2.3 Projeto e fotografia da Plataforma de Mexilhão. ....	10
Figura 2.4 Imagem de projeto de plataformas semi-submersível.....	10
Figura 2.5 FPSO P-54.....	12
Figura 2.6 Sistemas industriais de uma FPSO. ....	15
Figura 2.7 Resumo da Operação em uma FPSO .....	16
Figura 2.8 Sistema de processamento de óleo e gás.....	17
Figura 2.9 Imagem de projeto de geração de eletricidade da P-50. ....	23
Figura 2.10 Descrição dos principais processos em uma FPSO. ....	24
Figura 2.11 Descrição dos processos.....	26
Figura 2.12 Planta de processamento de gás. ....	29
Figura 3.1 Ciclo Rankine Orgânico.....	34
Figura 3.2 Inclinação da curva de vapor saturado a) Fluido Isentrópico b) Fluido Úmido c) Fluido Seco .....	40
Figura 3.3 Microturbina para ORC. ....	47
Figura 3.4 a) Expansor Scroll b) Ciclo operacional do Expansor Scroll.....	50
Figura 3.5 Componentes Expansor Screw.....	51
Figura 4.1 Produção de uma FPSO .....	61
Figura 4.2 Uso final de energia em uma FPSO .....	63
Figura 4.3 Distribuição das perdas de exergia em uma FPSO. ....	65
Figura 4.4 Destruição de exergia em uma FPSO a) Início da exploração, b)Pico da produção, c) Final da vida dos poços.....	66
Figura 4.5 Resumo da operação na Unidade de Arrefecimento .....	70
Figura 4.6 Sistema de Água Quente .....	72
Figura 4.7 Unidade de Compressão Principal .....	76

Figura 4.8 Unidade de Compressão de CO <sub>2</sub> .....	78
Figura 4.9 Sistema ORC integrado ao Sistema de Geração de Potência.....	81
Figura 4.10 Sistema ORC integrado à Unidade de Compressão Principal .....	83
Figura 4.11 Integração ciclo ORC à Unidade de Compressão de CO <sub>2</sub> .....	84
Figura 5.1 Representação do ciclo ORC .....	86
Figura 5.2 Perfil termodinâmico do fluido no evaporador. ....	88
Figura 5.3 Turbina a gás SGT-600 .....	100
Figura 5.4 Modelagem das fontes de calor de baixa temperatura. ....	102
Figura 5.5 Caracterização da fonte de calor na compressão de CO <sub>2</sub> .....	103
Figura 6.1 Distribuição de resultados recuperação de calor da turbina a gás.....	104
Figura 6.2 Distribuição de resultados recuperação de calor na UCP .....	105
Figura 6.3 Avaliação dos diferentes fluidos de trabalho. ....	106
Figura 6.4 Fronteira de Pareto da recuperação de calor na UCP.....	107
Figura 6.5 Fronteira de Pareto dos quatro estágios de compressão de CO <sub>2</sub> .....	109
Figura 6.6 Fronteira de Pareto da recuperação de calor da turbina a gás.....	111
Figura 6.7 Distribuição das irreversibilidades por equipamento.....	116
Figura 6.8 Influência da pressão de vaporização na fronteira de Pareto. ....	118
Figura 6.9 Influência da pressão de vaporização na fronteira de Pareto na UCC. ....	119
Figura 6.10 Efeito do Ponto Pinch na fronteira de Pareto para UCC.....	120
Figura 6.11 Efeito do Ponto Pinch na fronteira de Pareto para UCP. ....	121
Figura 6.12 Efeito do Ponto Pinch na fronteira de Pareto para RCTG. ....	122
Figura 6.13 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para UCP.....	123
Figura 6.14 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para RCTG.....	123
Figura 6.15 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para UCC. ....	124
Figura 6.16 Avaliação da efetividade na fronteira de Pareto para RCTG.....	125
Figura 6.17 Influência da temperatura de saída na geração de potência na RCTG....	126

# Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Características dos Fluxos .....	26
Tabela 2.2 Características dos fluxos da planta de gás. ....	32
Tabela 3.1 Propriedades fluidos orgânicos.....	41
Tabela 3.2 Características expansores.....	54
Tabela 3.3 Comparação entre diferentes expansores. ....	55
Tabela 3.4 Estudo com diferentes protótipos de expansores.....	57
Tabela 3.5 Fabricantes ORC.....	59
Tabela 4.1 Características dos principais fluxos de arrefecimento. ....	71
Tabela 4.2 Características dos principais fluxos térmico. ....	72
Tabela 4.3 Modos de operação Unidade de Compressão Principal .....	74
Tabela 4.4 Composição dos gases. ....	75
Tabela 4.5 Propriedades do fluxo de gás no trocador P-UC1231001. ....	75
Tabela 4.6 Fluxo de gás Compressão de CO <sub>2</sub> .....	77
Tabela 4.7 Trocadores de calor Unidade de Compressão de CO <sub>2</sub> . ....	79
Tabela 5.1 Representação do conceito Recurso-Produto. ....	95
Tabela 5.2 Propriedades dos fluidos orgânicos selecionados.....	98
Tabela 5.3 Avaliação da modelagem da turbina a gás. ....	100
Tabela 5.4 Composição dos gases. ....	101
Tabela 5.5 Características dos fluxos de gás. ....	102
Tabela 6.1 Calor disponível das fontes térmicas. ....	108
Tabela 6.2 Avaliação da integração do ciclo ORC.....	112
Tabela 6.3 Relevância da integração do ciclo ORC na PPG.....	113
Tabela 6.4 Avaliação exergética nas unidades de processamento de gás .....	114
Tabela 6.5 Irreversibilidades no ciclo ORC. ....	115
Tabela 6.6 Eficiência exergética dos equipamentos do ciclo ORC.....	116

# Simbologia

## Símbolos

$AT$	Área total de troca de calor ( $m^2$ )
$\dot{E}$	Exergia ( $kJ/kg$ )
$\dot{Q}$	Calor ( $kW$ )
$\dot{W}$	Potência elétrica ( $kW$ )
$\dot{m}$	Vazão molar do fluido de trabalho ( $kg/s$ )
$C_p$	Calor específico ( $kJ/kgK$ )
$e$	Exergia específica ( $kJ/kg$ )
$h$	Entalpia ( $kJ/kg$ )
PP	Ponto Pinch (K)
$s$	Entropia ( $kJ/kgK$ )
T	Temperatura (K)
CWO	Água arrefecimento condensador ORC
CW1	Água arrefecimento condensador FPSO

## Letras Gregas

$\eta$	Rendimento (-)
$\mu$	
$\varepsilon$	Efetividade (-)

## Abreviaturas

ANP	Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BSW	Bottom Sediments and Water
EIA	U.S. Energy Information Administration
FPSO	Floating Productions Storage Offloading
GOR	Gas-to-Oil Ratios
MTD	Minimal Temperature Diference
ODP	Ozone depletion potential
OPEP	Organização dos Países Produtores de Petróleo
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
PPG	Planta de Processamento de Gás
RCTG	Recuperação de Calor de Turbina a Gás
TLP	Tension Leg Platforms
UCC	Unidade de Compressão de CO <sub>2</sub>
UCP	Unidade de Compressão Principal
WEO	World Energy Outlook
WOR	Water-to-Oil Ratios

## Subscritos

0	Referência
f	Fonte
e	Entrada
s	Saída
vc	Volume de controle
c	Compressor
t	Turbina
b	Bomba
evp	Evaporador
is	Isentrópico
tot	Total
d	Destruída
exg	Exergético
n	Líquida

## Sobrescritos

ph	Física
ch	Química
Kn	Cinética
pt	Potencial
M	Mecânica
T	Térmica
R	Recurso
P	Produto

# Capítulo 1      **Introdução**

## 1.1      **Introdução**

Petróleo e gás natural continuam sendo a principal fonte de energética mundial, pelo seu uso final bastante diverso é também uma fonte fundamental de insumos. Segundo estudos da IEA 2014 a demanda por petróleo continuará aumentando no período projetado de 2013-2019. O aumento da demanda por petróleo acompanha uma tendência cíclica que é paralela à recuperação econômica mundial, e é o que se observa no cenário mundial atual, seguindo recuperação econômica após o fim da última década.

O uso do petróleo, como há algum tempo é previsto, tem um princípio de queda principalmente nos países desenvolvidos, mesmo sendo estes os maiores consumidores mundiais. Porém essa queda é mais que compensada no resto do mundo principalmente pelos países em crescimento econômico e industrial. Segundo previsão da IEA 2014 dentro de uma expectativa de cinco anos, os países em economia emergente e recém industrializados, superarão pela primeira vez os países desenvolvidos em consumo de petróleo, e esta tendência se manterá após o período.

Embora o petróleo seja geralmente considerado com fonte de energia, é também utilizado em larga escala para fins não energéticos, como na produção petroquímica. Os usos não energéticos do petróleo estão de fato a aumentar rapidamente e a previsão é que esse crescimento seja mantido.

Neste cenário de crescimento da demanda de petróleo e gás, o Brasil será, dos países não-OPEP<sup>1</sup>, a segunda maior fonte do crescimento da oferta nos próximos cinco anos, atrás da América do Norte, aumentando sua produção de 2,1 mb/d em 2013 para 3,1 mb/d em 2019.

Dentro destas perspectivas as plataformas offshore têm sido usadas para expandir a exploração e processamento de petróleo e gás no país, como acontece em outras regiões do mundo. As unidades FPSO (Floating Productions Storage Offloading) conceitualmente unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência, se

---

<sup>1</sup> Países que não constituem a OPEP (Organização Países Produtores de Petróleo), organização intergovernamental permanente, composta atualmente por onze países cujo objetivo é coordenar e unificar as políticas de petróleo entre os países membros, a fim de regular a oferta e preço do petróleo.

tornaram uma das formulações mais comercialmente viáveis para exploração de jazidas de petróleo em águas profundas.

Segundo Kocaman (2008), a produção offshore tem sido uma parte importante do desenvolvimento da indústria de petróleo e gás durante as últimas duas décadas. Cerca de 33% da produção mundial de petróleo em 2007 foi obtida a partir de plataformas offshore, e sua contribuição é projetada para ser relativamente estável até 2035.

Considerando-se que mais de 45% dos recursos de petróleo atualmente conhecidos estão localizados no fundo do mar e cerca de um quarto desses recursos corresponde a águas profundas (regiões com profundidade de 400 metros ou mais), um crescimento de produção de 81% é estimado para este tipo de campos (IEA, 2012). Nota-se que essa expectativa expressiva é prevista mesmo considerando as dificuldades técnicas e custos elevados inerentes à exploração de petróleo em locais remotos

Fatores econômicos e de crescimento populacional sempre foram tradicionalmente os principais fatores de elevação da demanda por petróleo, mas no futuro, podem ser parcialmente minimizados pelo crescente desenvolvimento e concorrência dos combustíveis renováveis, tecnologias eficientes e políticas ambientais mais sólidas.

A busca e o aprimoramento da eficiência energética na indústria de petróleo avançaram bastante principalmente para superar necessidades como o aumento da demanda de petróleo e gás, a necessidade da redução da emissão de CO<sub>2</sub> e outros gases, e aumento dos custos de produção.

Esta dissertação visa a utilização de ciclos ORC na recuperação de calor residual de processos de uma FPSO brasileira para geração de energia elétrica, permitindo aumentar a geração de eletricidade de forma eficiente, reduzir as rejeitosde calor, e proporcionar um desenvolvimento sustentável nestas plataformas.

O ciclo Rankine orgânico desponta como uma tecnologia eficiente para conversão de calor de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade. 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.

As principais fontes de calor residual no processo de exploração de petróleo offshore, por plataformas FPSO, e o potencial para aproveitamento destas por meio do ciclo ORC, são avaliadas e discutidas neste estudo.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo geral:**

Avaliar e otimizar o potencial energético da implantação de ciclos ORC em uma FPSO Brasileira mediante a recuperação de calor residual dos processos da plataforma.

### **1.2.2 Objetivos específicos:**

- Análise e modelagem do sistema produtivo em uma unidade FPSO brasileira;
- Avaliação do potencial de recuperação de calor para geração de energia elétrica na plataforma estudada;
- Modelagem termodinâmica do ciclo ORC;
- Otimização do ciclo ORC.
- Avaliação termodinâmica e exergética da integração do ciclo ORC às fontes avaliadas.

### 1.3 Justificativas

Nos últimos anos as políticas e organizações industriais passaram por um amadurecimento que resultaram em modificações de tendências globais em relação ao uso da energia. A sustentabilidade dos processos produtivos passa a vincular-se a uma busca por melhoria da eficiência energética, atendendo simultaneamente a objetivos econômicos, de segurança energética e ambientais.

Segundo (PINHO; SILVA, 2013) a incorporação pelos países desenvolvidos de políticas setoriais para aumento da eficiência energética acarretará em uma diminuição da taxa crescimento da demanda por energia. Porém a dinâmica do mercado será ditada pelas economias emergentes, que responderão por mais de 90% do aumento da demanda mundial de energia primária.

Desta forma, a demanda mundial por petróleo crescerá de 87 mb/d em 2011 para 101 mb/d em 2035, influenciada principalmente pelos setores de transporte e petroquímica. Neste panorama o Brasil se tornará grande exportador de petróleo, sendo responsável por 1/3 do crescimento da oferta global de petróleo em 2035.

Segundo o WEO 2013 a demanda por gás natural também aumentará, devido a disponibilidade de recursos, aos preços competitivos em relação aos derivados de petróleo e às vantagens ambientais em comparação com o petróleo e o carvão. A participação do gás natural na matriz energética mundial passará de 21% em 2011 para 24% em 2035. O Brasil figurará como grande produtor de gás devido suas reservas de gás associado offshore no pré-sal e em campos menores de gás onshore.

No Brasil, a ampliação do uso de FPSO deve-se as recentes descobertas de petróleo na camada pré-sal. Grandes esforços são realizados no caminho da superação tecnológica e desenvolvimento da engenharia nacional, com vistas aos desafios existentes na exploração e produção de petróleo e gás natural em águas ultra profundas e distantes da costa.

Segundo SHIMAMURA (2002) FPSO's têm sido utilizadas há anos em áreas remotas offshore sem infraestrutura de dutos. No entanto, eles tornaram-se ainda mais importante com o impulso da indústria offshore a águas cada vez mais profundas. Estão previstas a construção de pelo menos quarenta plataformas marítimas e o incremento de cem por cento na produção nacional de hidrocarbonetos até 2020 segundo o Plano de

Negócios 2010-2014, PETROBRAS. Isto significa grandes oportunidades tecnológicas que permeiam esse planejamento.

Uma das características marcantes das plataformas marítimas modernas é a eletro-intensidade. Nas unidades recém construídas o consumo médio de eletricidade pode chegar a 80 MVA, para uma produção correspondente de 180 mil barris de petróleo por dia (mbp/d), (THOMAS et al., 2001). Considerando os critérios de projeto de confiabilidade, a capacidade instalada atinge a potência de 120 MVA, (OLIVEIRA, 2013). O aumento da eficiência energética do processo é vital para a produção.

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. Contudo, a utilização de fontes renováveis de energia, assim como medidas de eficiência energética, deve ser maximizada de forma a tornar a cadeia de Exploração e Produção (E&P) de petróleo e gás natural mais sustentável. A evolução dessa iniciativa permeia a regulação do setor e está alinhada com as iniciativas globais de diminuição da poluição.

O calor residual, ou seja, a energia não aproveitada, representa uma parcela considerável do total da energia contida nas fontes primárias de energia utilizadas. Segundo HUNG *et al.* (1997) o calor residual representa cerca de 50% ou mais de todo calor gerado em processos industriais. Devido à ineficiência do aproveitamento deste calor residual por métodos convencionais, este calor residual é geralmente descartado no ambiente tornando-se um problema ambiental devido poluição térmica.

Esta forma de perda de energia é encontrada em todos os estágios de um processo, como ineficiência da geração, transmissão e durante a utilização final da energia. GALANIS *et al.* (2009) apresenta que no Canadá, os principais segmentos industriais rejeitam em torno de 70% do total de energia primária consumida.

A possibilidade do uso eficiente dos recursos energéticos, além de possuir sistemas menores com ótimo desempenho econômico demonstram uma das vantagens do ciclo ORC. Esta tecnologia é atualmente um dos sistemas térmicos mais usado para recuperar calor de baixa temperatura que se encontra comercialmente disponível para sistemas entre 200 – 4000 kW.

Deste modo, este trabalho visa a integração do ciclo ORC aos processos de uma plataforma offshore de produção de petróleo e gás natural, do tipo navio flutuante (FPSO). A metodologia a ser apresentada neste estudo avalia a recuperação de calor para geração de eletricidade em FPSO, levando em consideração um compromisso entre performance e compactabilidade do ciclo ORC avaliado.

## 1.4 Desenvolvimento do trabalho

1. Introdução: Neste capítulo são apresentadas as condições gerais a respeito da proposta de estudo dessa dissertação, seus objetivos, justificativas e conteúdo do trabalho; de forma a evidenciar a pertinência da implantação de um ciclo Rankine em plataformas FPSO, sob a perspectiva da importância do uso eficiente da energia.
2. Descrição e Operação de uma FPSO: Neste Capítulo é apresentado uma revisão da literatura a respeito das principais características de operação de plataformas FPSO e seus processos produtivos. Diferentes formas de exploração de petróleo e gás offshore são demonstradas. É avaliado também um aprofundamento a respeito dos fluxos produtivos da FPSO avaliada nesta dissertação.
3. Ciclo Rankine Orgânico: Neste Capítulo é exposta uma revisão a respeito do ciclo Rankine orgânico, tendo em consideração suas particularidades e aplicações. São apresentados os principais critérios de avaliação do fluido de trabalho e análise da performance do ciclo, segundo as metodologias propostas na literatura.
4. Implantação do sistema ORC em uma Plataforma: No Capítulo 4 são apresentados os critérios investigados para implantação de sistemas ORC numa FPSO. Realizou-se uma análise minuciosa dos processos de exploração offshore de petróleo e gás, e da plataforma objeto de estudo, permitindo estimar o calor residual dos processos de produção. Desta avaliação determinou-se as unidades produtivas da plataforma que serão investigadas a integração do ciclo ORC.
5. Metodologia: Neste capítulo é apresentado o equacionamento para a avaliação das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, além dos

balanços de massa de energia, e de exergia para cada equipamento do ciclo termodinâmico. É demonstrado também a metodologia da otimização empregada neste estudo. A modelagem da integração dos ciclos ORC nas unidades de interesse é apresentada permitindo verificar o aproveitamento das fontes de calor residual.

6. Resultados: Neste capítulo é apresentado o conjunto de soluções ótimas, configurações do ciclo ORC, fluidos de trabalhos e parâmetros de projeto que otimizam o desempenho do sistema térmico do ponto de vista da maximização da potência e minimização da área do ciclo, para cada uma das fontes de calor avaliadas. A avaliação termodinâmica para condição de maior geração de potência é apresentada para cada análise de integração do ciclo ORC.

7. Conclusões: Neste capítulo apresenta-se as conclusões obtidas do estudo realizado, assim como sugestões de trabalho futuro.

## Capítulo 2 Descrição e operação de uma FPSO

O petróleo bruto tem sua formação através da decomposição de matéria orgânica através de uma série de transformações a certas pressões e temperaturas dependendo da profundidade a que se encontra. A única maneira de extraí-lo da bacia sedimentar em que é formado e retido, é por meio de perfuração.

O planejamento de desenvolvimento da produção determina o tipo de plataforma e os processos industriais que serão construídos para produzir petróleo e gás natural de um determinado campo. As diversas opções técnicas disponíveis de plataformas marítimas devem atender as condições do reservatório (pressão e temperatura), as características físico-químicas dos hidrocarbonetos (nível API e existência de contaminantes) e as características de localização dos poços (profundidade, correntes marítimas e distância da costa) (FALTINSEN, 1998).

A Figura 2.1 ilustra diversos tipos de plataformas marítimas utilizadas mundialmente para a lavra de hidrocarbonetos.

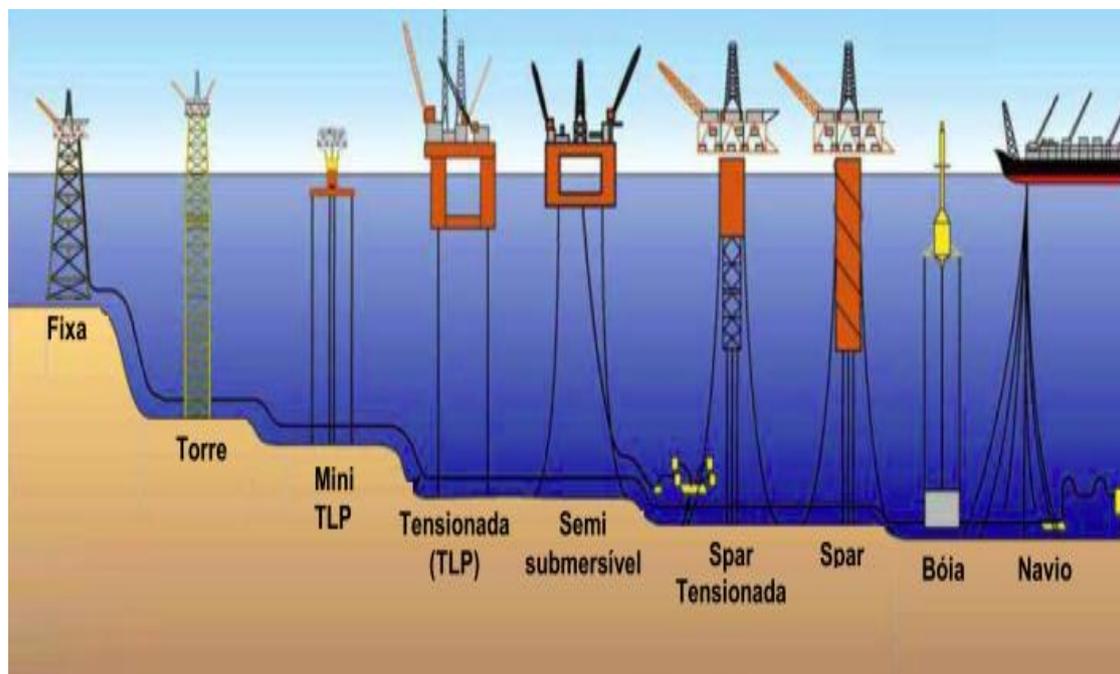


Figura 2.1 Tipos de plataformas utilizadas no mundo.  
Adaptado de: (LEFFLER et al., 2003)

No Brasil as principais plataformas marítimas utilizadas são as plataformas fixas, as semi-submersíveis e as FPSO, Figura 2.2.

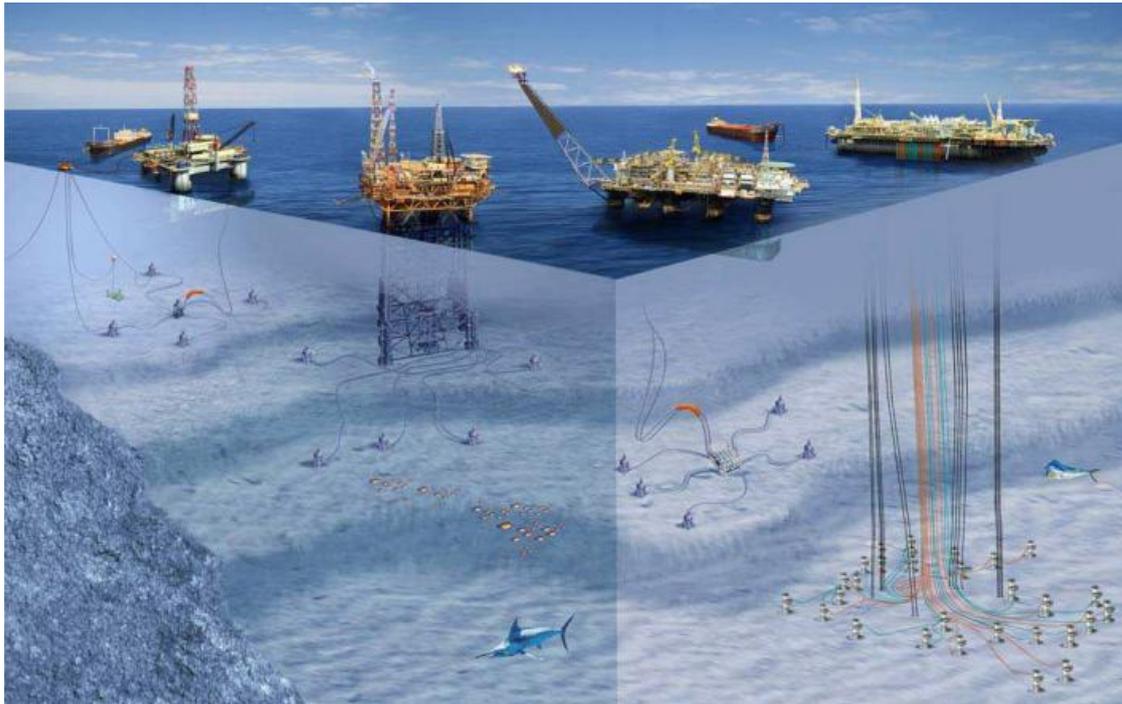


Figura 2.2 Ilustração de plataformas marítimas na costa brasileira.

As plataformas do tipo fixa se destinam a águas rasas, com lâmina d'água até 200 m. Foram as primeiras unidades de produção utilizadas no mundo, uma vez que as primeiras descobertas de jazidas no mar foram em profundidades menores. Este tipo de plataforma é projetado para uma determinada localização onde permanece até o esgotamento da jazida, pois não pode ser transferida para outro campo. A vida média útil de um reservatório de petróleo é de 30 anos, podendo ser menor ou maior, dependendo de diversos fatores, como tamanho do reservatório e porosidade da rocha armazenadora (OLIVEIRA, 2013).

As plataformas do tipo semi-submersíveis (SS), Figura 2.3e Figura 2.4, são compostas de vários conveses, apoiados por colunas em flutuadores submersos, pouco abaixo do nível do mar. Também são conhecidas, em língua inglesa, como FPS (Floating Production System). Essas plataformas são projetadas para realizar operações de produção de hidrocarbonetos, processamento e transferência do óleo (offloading). Contudo, não permitem armazenamento de petróleo.



Figura 2.3 Projeto e fotografia da Plataforma de Mexilhão.  
Adaptado de (PETROBRAS)



Figura 2.4 Imagem de projeto de plataformas semi-submersível.  
Adaptado de (FALTINSEN, 1998).

Não existe limite máximo de lâmina d'água para sua instalação, uma vez que flutua na superfície. Esse tipo de plataforma mantém seu posicionamento geográfico através de ancoragem ou através de motores de propulsão automática, o sistema de posicionamento dinâmico (somente para sondas e sistemas de testes de longa duração), (OLIVEIRA, 2013).

Os navios plataforma, também conhecidos em língua inglesa como FPSO (Floating, Production, Storage and Offloading), são navios de produção com capacidade para processar, armazenar e realizar a transferência de petróleo. Estas unidades serão apresentadas a seguir.

## 2.1 Exploração offshore

Os primeiros sistemas FPSO's foram instalados no campo de exploração de petróleo Ardjuna na Indonésia 1974, no campo de Castellon na Espanha e no campo de Garoupa no Brasil em 1976. Durante a década de 1980 e até meados da década de 1990, o aumento do número de instalações FPSO foi lento, e o sistema foi usado principalmente para fins de produção temporárias iniciais, até que as instalações permanentes foram instaladas. O sistemas iniciais de FPSO foram limitados a águas rasas (menos de 150 metros de profundidade) e ambientes mais amenos (SHIMAMURA, 2002).

Durante meados da década de 1990 o desenvolvimento tecnológico e maior reconhecimento das vantagens de funcionamento do sistema FPSO para aplicações em águas mais profundas e em ambientes mais severos, proporcionaram um crescimento significativo do número de sistemas FPSO (SHIMAMURA, 2002).

A Figura 2.5 ilustra a fotografia de um navio plataforma instalado na Bacia de Campos, em área com profundidade de 1.400 metros e com sistema de ancoragem distribuída. O sistema de produção nesse exemplo conta com 17 poços, dos quais 11 são produtores de petróleo e gás natural, e 6 injetores de água. A produção de petróleo estimada da embarcação é de 180 mil barris por dia e capacidade de comprimir até 6 milhões de metros cúbicos diários de gás natural. (OLIVEIRA, 2013)



Figura 2.5 FPSO P-54

Sistemas FPSO possuem várias características que oferecem vantagens no desenvolvimento do campo petrolífero, e estes são descritos por SHIMAMURA (2002), a seguir:

- Adaptabilidade para a profundidade da água:

Uma característica da exploração flutuante de petróleo é sua adaptabilidade para uma ampla gama de profundidades de água. O conceito de um sistema FPSO foi introduzido em 1974, em lâmina d'água de 43 metros, enquanto os sistemas FPSO atualmente já operam em profundidades de 1.400 metros. O aumento dos custos para atracação de um FPSO em águas ultra-profundas (1.500-3.000 metros) é menor do que estruturas fixas convencionais ou plataformas TLPs (*Tension Leg Platforms*).

- Menor tempo para implantação:

A construção de sistemas FPSO, incluindo a integração das instalações do processo, é realizada em estaleiros, e é concluído antes de deixar o local. Esta aproximação minimiza o tempo de construção uma vez que a fabricação das instalações é feita em paralelo, e de forma independente, à construção ou adaptação do navio.

Portanto, o tempo de ciclo do projeto (período compreendido entre a aprovação do projeto e a primeira extração) é muito mais curto, e há menos risco de não se manter com a programação do que com estruturas fixas e com algumas TLPs que têm de ser finalizadas perto da costa ou no mar

- Auto-suficiência:

Como as FPSO possuem uma capacidade de armazenamento embutida nos tanques de carga, pode-se evitar a construção de longos e caros óleosodutos. Portanto, um campo petrolífero remoto, onde não há redes de óleosodutos nas proximidades, pode ser explorado por um sistema FPSO com menor gasto de capital, e o retorno do investimento é acelerado.

- Móveis e relocáveis:

Uma vez esgotado o reservatório de óleo, um sistema FPSO pode facilmente ser transferido para outro campo a um custo menor. Isso exige apenas a desconexão dos sistemas de extração do óleo e do sistema de amarração da unidade.

Após modificações mínimas ou algumas reestruturações, a unidade FPSO pode ser instalado no próximo campo de petróleo conectando-se ao sistema de amarração instalado neste novo campo. Esta característica propicia grande vantagem financeira para o operador, já que o custo da embarcação e suas instalações podem ser alocados a vários projetos, o que aumenta a economia da exploração de campos marginais.

- Mercado de petróleo bruto expandida:

Com o uso da FPSO, existe uma distinta vantagem que é a capacidade de vender o petróleo bruto para diferentes mercados, e assim, ser capaz de obter o melhor preço bruto por barril de acordo com as variações atualizadas do mercado. O uso de óleosodutos como mecanismo de escoamento, muitas vezes dita onde o produto deve ser vendido, e nem sempre será a melhor condição de venda.

- Armazenamento separado:

Os tanques de carga no sistema FPSO permitem o armazenamento separado de vários óleos brutos de diferentes poços de petróleo no mesmo navio, portanto, pode

evitar problemas de penalidades de preços associados a diferença da qualidade da mistura crua.

### **2.1.1 Descrição dos processos**

A atividade de extração de petróleo implica na retirada de diversos materiais como gases, água, areia e sal em conjunto com o fluido do poço. Estas impurezas devem ser removidas do petróleo bruto antes de serem processados em refinarias ou usados como combustíveis.

Isso configura o principal objetivo da unidade de produção FPSO, que consiste em separar o fluido da jazida de exploração em petróleo, gás e água. Posteriormente cada um destes fluxos passará por uma série de operações de maneira que satisfaçam as especificações até seu uso final, que podem ser entre outros, exportação, tratamento para uso no processo ou eliminação.

Petróleo por si só, possui em sua composição baixo teor de água e pequena quantidade de hidrocarbonetos leves, porém seu processo de extração ocorre juntamente com água e gases. A separação offshore dessas três fases é necessária para maximizar a produção de petróleo e minimizar seu teor de gás e água, por questões econômicas e por requisitos do processo de produção (SVALHEIM et al., 2003).

Fatores como as propriedades termofísicas do petróleo, composição química, porcentagem de gás por óleo (Gas-to-Oil Ratios, GOR), porcentagem de água por óleo (Water-to-Oil Ratios, WOR), propriedades do reservatório (exemplo: temperatura, pressão, permeabilidade) pode variar extremamente de um campo para outro, influenciando o regime e as condições da planta de produção.

Estas diferenças implicam em distintas considerações técnicas (níveis de pressão e temperatura) e opções tecnológicas (exemplos: número de trens, exportação do gás, configuração do sistema) que se aplicam para diferentes casos. Além disso, os fluxos de produção variam significativamente com o tempo, afetando o desempenho da planta (SVALHEIM et al., 2003).

Segundo OLIVEIRA (2013), as plataformas marítimas são compostas de diversos sistemas e processos industriais, que funcionam de forma integrada em um complexo sistema de gerenciamento operacional. Cada sistema ou processo cumpre um

papel específico na operação da planta de processo e tem características próprias de criticidade, confiabilidade e operacionalidade. A Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) determina que esses sistemas sejam descritos por instalação, conforme ANP (2015). Cada sistema pode ser construído em módulos paralelos e depois serem integrados. A confiabilidade de alimentação de eletricidade para cada sistema depende de sua criticidade para o processo e segurança operacional.

A Figura 2.6 exibe fotografia de instalação de navio plataforma, com destaque aos sistemas industriais e módulos de processo.



Figura 2.6 Sistemas industriais de uma FPSO.  
Modificado de: (OLIVEIRA, 2013)

Na Figura 2.7, é apresentado um resumo da operação em uma FPSO.

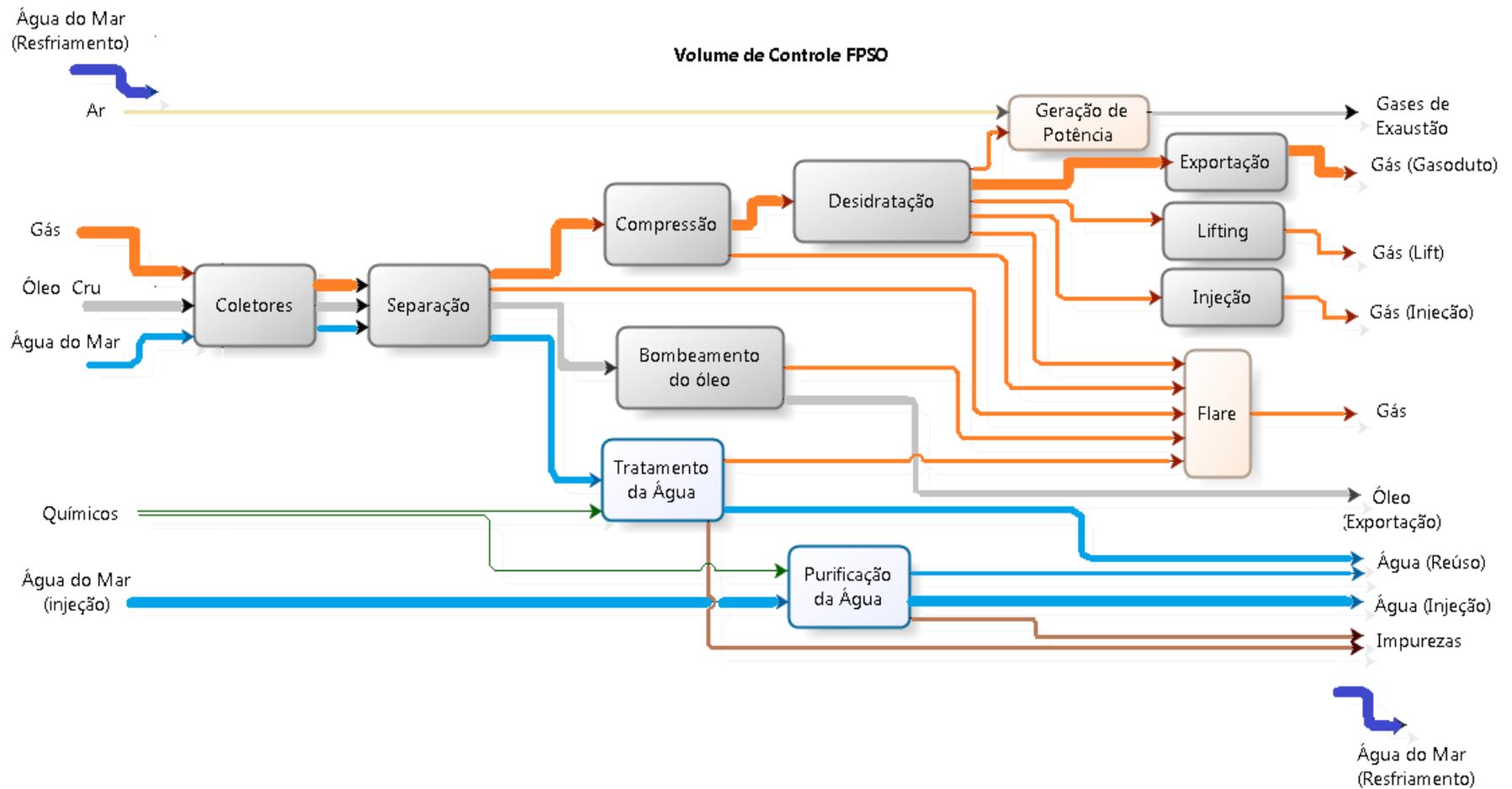


Figura 2.7 Resumo da Operação em uma FPSO

Basicamente o óleo cru é extraído em um ou mais poços e transferido para o complexo da plataforma através de uma rede de dutos e um sistema de coletores. Na unidade de separação o fluxo é separado em óleo, água e gás.

O óleo separado passa por um processo de tratamento inicial e é enviado aos tanques do navio. As plataformas FPSO são equipadas com sistemas de armazenamento que correspondem a grandes tanques onde o óleo é armazenado no convés, até que seja enviado à navios petroleiros, ou diretamente para o continente via dutos.

O gás separado é recomprimido passa por um processo de desidratação, necessário para prevenir problemas de corrosão nas tubulações de gás e para atingir especificações do processo, e em seguida sofrerá distintos processos de acordo com seu uso final. O sistema de recompressão deve proporcionar pressão suficiente ao fluxo de gás de acordo, a fim de realizar qualquer uma das operações de seu uso final, que em geral pode ser destinado à exportação, utilizado na operação de lifting, re-injetado e utilizado no processo de geração de potência. Os flares funcionam como medida de segurança da plataforma. Estes processos serão descritos no decorrer do estudo.

A Figura 2.8 exibe uma planta de processamento primário de óleo e gás natural, com o *flare* em funcionamento no último plano.



Figura 2.8 Sistema de processamento de óleo e gás.  
Adaptado de (OLIVEIRA, 2013)

A água é amplamente utilizada no processo offshore de extração de petróleo, e nas operações distintas de uma FPSO. Dentre os produtos intermediários do processo de separação inicial, o fluxo de água residual é destinado ao sistema de tratamento. Esta água é tratada de acordo com normas restritas, podendo ser utilizada em outros processos da FPSO de acordo com as especificações de cada operação, ou descartadas no mar.

A água diretamente do mar pode ser injetada nos poços de extração, no processo de re-injeção, no entanto este fluxo sofre uma série de tratamentos específicos de purificação de acordo com requisitos ambientais, legais e de operação. A água do mar também é utilizada nos processos de troca de calor.

Os subsistemas e operações mais comuns nas atividades de uma FPSO são descritos a seguir.

#### **2.1.1.1 Processamento do óleo**

- **Sistema de Extração**

O sistema de produção de um FPSO inicia-se na extração do óleo cru, em cada um dos poços de produção. Esta etapa conta com pelo menos uma válvula de estrangulamento. A abertura da válvula determina o fluxo do óleo bruto e permite um controle aproximado da taxa de esgotamento do poço.

Quando o escoamento de dois ou mais poços estão interligados à planta de produção, é necessário a instalação de um sistema de dutos denominados distribuidores, com o objetivo de permitir que o fluxo de qualquer um dos poços possa ser isolado e desviados para o sistema de produção de teste. (TORRES, 2014)

O sistema de produção de teste conta com coletores e separadores de teste não opera de forma constante. Em alguns momentos parte dos fluxos são desviados para este sistema também com objetivo de permitir análises do fluxo de hidrocarbonetos. (NGUYEN; JACYNO; et al., 2014)

- **Separação**

O processo seguinte ao sistema de coleta é o Sistema de Separação. Nesta etapa ocorre uma separação grosseira do fluxo em gás, água e óleo. Esta operação ocorre por gravidade, pela diferença de densidade da fase líquida, o óleo e a fase gasosa. O

aquecimento do fluxo inicial promove essa separação até um certo grau, dependendo da composição e da quantidade de água no óleo. O aumento da temperatura acarreta em maior eficiência da separação.

Geralmente, esta operação é realizada em múltiplos estágios de pressão com a finalidade de estabilizar a grande quantidade de moléculas de hidrocarbonetos leves na fase de óleo. Em um determinado separador, uma pressão mais elevada favorece a fase líquida, mas incorpora componentes muito leves no óleo que serão perdidos no armazenamento à pressão atmosférica. Por outro lado, uma pressão mais baixa favorece a perda de componentes médios, através da saída de gás.

- **Sistema de Tratamento do Óleo:**

O objetivo desta operação é reduzir o teor de água do óleo até atingir o requisito para venda, geralmente avaliado pelo indicador BSW (*Bottom Sediments and Water*), que corresponde à razão volumétrica de água extraída junto com o óleo cru dos poços. Geralmente este indicador, expresso em porcentagem, deve ser menor que 1% para venda do óleo.

Isto implica na maioria das vezes no aquecimento da corrente de óleo e, por vezes, a aplicação de campos eletrostáticos. O grau de aquecimento e tratamento eletrostáticos depende da tendência para formar emulsões estáveis entre o óleo e água. Esta etapa é habitualmente realizada a uma pressão ligeiramente mais elevada que a atmosférica, a fim de promover a estabilização do vapor, (TORRES, 2014).

- **Exportação do óleo:**

O óleo separado nos processos anteriores, entra no sistema de bombeamento e exportação do óleo, onde é misturado com o óleo condensado e removido em outras etapas da planta. Em seguida é resfriado, gradualmente bombeado, armazenado e exportado para costa. O sistema de armazenamento de óleo nos FPSO correspondem a tanques incorporados à unidade, onde o óleo é estocado antes de ser exportado, (NGUYEN *et al.*, 2012; TORRES, 2014).

### **2.1.1.2 Planta de Processamento de Gás (PPG)**

O gás proveniente da unidade de separação e o gás recuperado no sistema de bombeamento do óleo é conduzido ao sistema de re-compressão. A temperatura do fluxo de gás é reduzida através de trocadores de calor, e o condensado é separado e removido

por um processo de lavagem, que resulta em um gás relativamente seco, que é então recomprimido. O condensado dos *Scrubbers* é misturado ao óleo cru na entrada dos separadores, enquanto o gás pressurizado é enviado ao processo de Purificação do Gás, (NGUYEN et al., 2012).

- **Desidratação do gás:**

Após a unidade de re-compressão, é necessária uma etapa de desidratação para prevenir problemas de corrosão nas tubulações de gás, e para atender as especificações de venda ou injeção. Um processo adicional (*flash*) é necessário para reduzir o teor de hidrocarbonetos pesados.

A desidratação do gás em plataformas *off-Shore* é convencionalmente obtido por um sistema de absorção / adsorção por glicol ou outro agente de desidratação como metanol. Dependendo da pressão do gás disponível e o seu conteúdo de água, um estágio de compressão intermediária é requerido antes desta operação.

O gás com alta umidade entra na parte inferior de uma coluna de absorção, e água é captada por glicol líquido por absorção física. A mistura água/glicol e gás, é destinada a um separador flash a pressões intermediárias para minimizar a quantidade de gás natural arrastado na circulação do glicol.

A mistura de gás natural glicol-água entra em um separador flash a uma pressão intermédia para minimizar a quantidade de gás natural arrastada com o glicol circulante. Em seguida, é pré-aquecido para facilitar a separação de glicol-água na coluna de adsorção. Uma pequena fracção de gás natural seco é enviada para a extração, a fim de aumentar a pureza molar de glicol para 99,9%. Glicol regenerado é bombeado para o absorvedor de pressão e aquecido até assegurar uma diferença de temperatura mínima de 20°C com a corrente de gás natural que entra no sistema, (ABDEL-AAL et al., 2003; PLISGA, 2004; RYBA, 2005).

- **Compressão do Gás para *Lifting* e Exportação**

Uma primeira fracção do gás seco pode ser usada para *lifting*, o qual consiste na injeção de gás a alta pressão dentro do reservatório através dos poços de petróleo para aumentar a recuperação de petróleo bruto. O gás de elevação (*lifting*) é resfriado e limpo para remover mais hidrocarbonetos pesados e para diminuir as exigências de energia

dos compressores. Uma segunda fracção do gás seco também é arrefecido e comprimido antes de ser enviado para o continente através de uma rede de gasoduto. (NGUYEN et al., 2012).

Estas operações são detalhadas como segue:

- Exportação:

Quando possível, a maior parte do gás separado é vendido e exportado para o continente através de gasodutos. A capacidade dos compressores, e, por conseguinte, o seu consumo de energia depende do fluxo de gás e a queda de pressão através das linhas. É comum encontrar linhas submarinas de gás de até 200 km de extensão, (WILKINSON, 2006).

-Lift:

Esta operação trata de aumentar a quantidade de gás produzido com óleo através da injeção de gás diretamente na coluna de fluxo do poço, ao invés de para dentro do reservatório. O *lifting* é conseguido por meio do uso de válvulas especiais configuradas para várias profundidades, e em seguida, controlar a quantidade de gás que entra na corrente do fluxo. O aumento na razão gás/óleo reduz a pressão necessária para conduzir o óleo para a superfície, (WILKINSON, 2006).

-Re-Injeção:

Este procedimento é uma forma de conseguir uma recuperação suplementar de petróleo mantendo a pressão do reservatório por meio da injeção de gás natural através de poços estrategicamente posicionados no campo de extração. Esta técnica reforça a unidade principal de extração o maior tempo possível.

### **2.1.1.3 Sistema de Uso de Água**

No processo de tratamento da água residual do processo, partículas de hidrocarbonetos suspensas e dissolvidas na água são removidas utilizando hidro ciclones. O sistema de tratamento da água residual retira do fluxo de água os resíduos de óleo e sólidos, a fim de atender as especificações para serem descartadas no mar. Normalmente esta operação é realizada por processos de sedimentação, desaeração e outros equipamentos.

O processo de re-injeção de água consiste na injeção de água no reservatório de extração do petróleo para manter a pressão deste, e proporcionar uma recuperação secundária do óleo. A potência consumida por este sistema depende da profundidade de injeção e o fluxo de água necessário. Geralmente várias fases de bombeamento são necessárias para atingir o aumento de pressão requerida.

O processo de tratamento da água de re-injeção, deve atender a vários requisitos específicos de qualidade para evitar a corrosão de tubulações e formação de bactérias devido a sedimentos, sulfetos e compostos oxigenados. A qualidade da água é garantida por unidades de filtragem e torres de desaeração antes de ser bombeada e injetada para dentro do reservatório de petróleo, (PUNTERVOLD; AUSTAD, 2007) .

- **Sistema de filtros**

Este sistema retém partículas menores que das etapas de filtragem anteriores, e é realizado por meio de membranas, carvão ativado e outros meios filtrantes. A finalidade do sistema de filtragem é para atender os requisitos de especificações de água, a fim de ser injetado de volta para o reservatório.

É comum que seja realizado o processo de tratamento e filtragem usando diretamente a água do mar, e descartando totalmente a água de residual dos processos, (TORRES, 2014).

- **Sistema de desaeração**

Este sistema remove o gás dissolvido da água filtrada, a fim de evitar o crescimento de bactérias aeróbias que podem favorecer um colapso do reservatório.

#### **2.1.1.4 Sistema Auxiliares e Sistema de Utilidades**

- **Geração de Potência**

O sistema de geração de energia elétrica normalmente é do tipo isolado, ou seja, não está interconectado ao Sistema Interligado Nacional (SIN). Devido a requisitos técnicos de peso e dimensões, e dependendo das necessidades de utilidades do processo industrial, os sistemas de geração de energia elétricos mais utilizados em FPSOs são:

- Turbina a gás aero derivada (de 3 a 40MVA);

- Turbina a vapor (de 2 a 25MVA);
- Motor a combustão interna (de 0,3 a 20 MVA);
- Banco de baterias (até 350 kVA).

A energia elétrica necessária para os diferentes módulos do processo é normalmente produzida por turbinas a gás operando diretamente no local. A seleção da turbina é feita considerando a demanda máxima de potência para operação da plataforma. No entanto, por questões de confiabilidade e de modo a evitar quedas de energia, a geração normalmente é dividida entre várias turbinas operando em carga parcial, o que implica operar fora do ponto de maior eficiência.

A Figura 2.9 exibe imagem de projeto do módulo de geração de energia elétrica do navio plataforma P-50, composto por quatro turbogeradores principais de potência instalada de 25 MW cada. Além disso, a embarcação conta com um motogerador auxiliar de 3,75 MVA e um motogerador de emergência de 2,5 MVA. Essas potências são típicas para navios plataforma (FPSO), (OLIVEIRA, 2013).

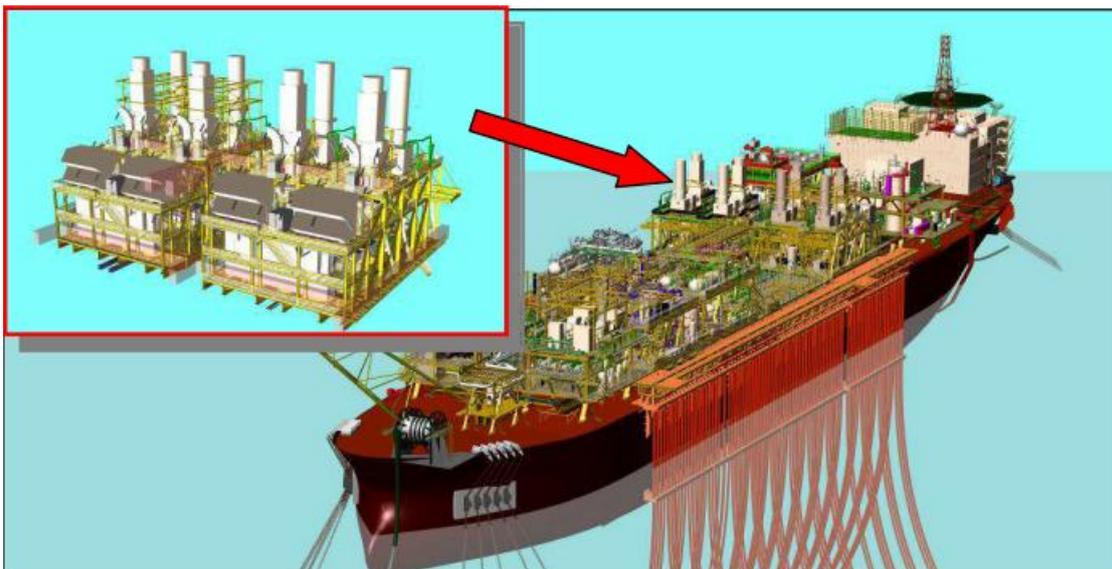


Figura 2.9 Imagem de projeto de geração de eletricidade da P-50.  
Adaptado de (PETROBRAS, 2015)

- Sistema de Alívio de Hidrocarbonetos na Atmosfera (Flare)

Este sistema tem duas funções básicas: descarga e/ ou queima do excesso de gás da planta, quando há um excesso, por motivos de segurança; além de receber e

direcionar o gás e vapores expelidos a partir de dispositivos de segurança quando ocorre uma sobre pressão.

Normalmente a descarga contínua de gás no ambiente ou sua queima, é evitado principalmente por restrições ambientais

## 2.2 Descrição da FPSO estudada

A planta de processamento de óleo e gás avaliada neste projeto é de uma FPSO brasileira prevista para exploração do pré-sal. Toda descrição da plataforma neste item é baseada na especificação técnica de bases de projeto para FPSO por (PROJETO BG-18, 2014).

Esta conta com capacidade para processar 24000 m<sup>3</sup>/d de líquido com BS&W máximo de 80%, capacidade de movimentação e tratamento de gás natural de 6000000 Sm<sup>3</sup>/d, exportação de óleo de 24000 m<sup>3</sup>/d, capacidade para tratamento de água produzida de 19000m<sup>3</sup>/d e capacidade para injeção de água do mar de 28500 m<sup>3</sup>/d,

O principal objetivo da operação em uma FPSO consiste na separação do fluido extraído dos poços de produção em óleo, gás e água de acordo com as especificações para exportação, para tratamentos adicionais necessários, ou descarte. A representação básica da operação da FPSO avaliada é representada na Figura 2.10.

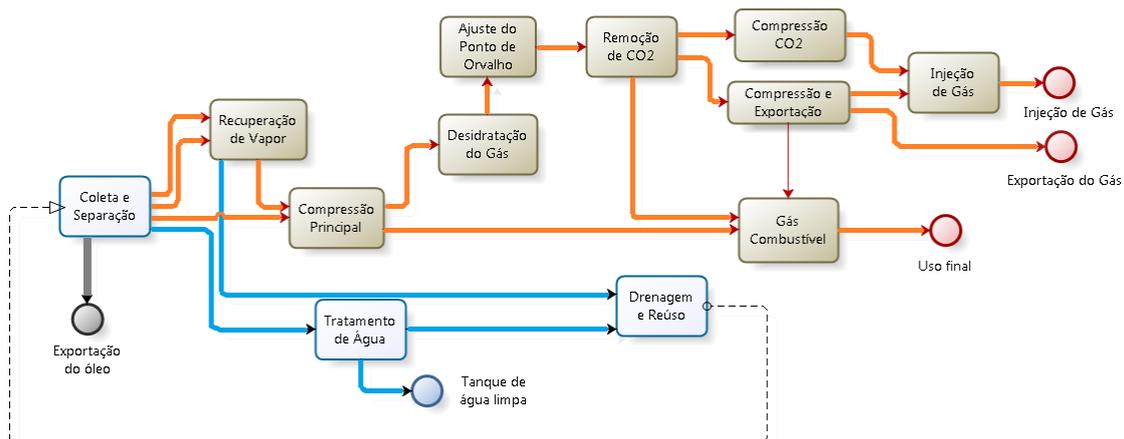


Figura 2.10 Descrição dos principais processos em uma FPSO.

As características físicas e químicas do óleo cru e do gás variam de acordo com cada campo de exploração, influenciando o processo de beneficiamento do produto assim como as condições da planta de produção.

### **2.1.2 Descrição dos fluxos**

Na análise da FPSO, os fluxos de produção desta iniciam-se pelo sistema de coleta. O arranjo do sistema de coleta conta com *risers* (duto que conecta o poço à plataforma e tem funções diversas como movimentação de fluidos e sistemas de controle e monitoramento) com diferentes configurações e aplicações em suas diferentes operações, como nos poços produtores, poços injetores (WAG) para injeção de água e gás, oleodutos (exportação) e gasodutos (exportação e importação).

O sistema de coleta prevê a conversão de poços produtores em injetores (WAG), devido às incertezas de arranjo submarino e de reservatório, o projeto da FPSO deve ter flexibilidade para conversão de todos os poços produtores em injetores e vice-versa, sem necessidade de obra a bordo.

Os processos da unidade de coleta e separação podem ocorrer segundo três modos distintos de operação segundo as características do fluxo extraído do poço prospectado:

- Condição de máxima quantidade de água e CO<sub>2</sub>.
- Condição de máxima quantidade de mistura óleo e gás.
- Condição de 50% de BSW.

O Sistema de Separação da FPSO avaliada apresenta quatro estágios de separação, sendo o primeiro através de um vaso de separação trifásica, sem aquecedores ou trocadores de calor instalados à montante. Entre o primeiro e o segundo estágio de separação devem ser inseridos os pré-aquecedores do óleo e os aquecedores de produção. O terceiro estágio de separação ocorre em um precipitador eletrostático. O quarto estágio de separação deve ser constituído de um separador bifásico.

Os principais fluxos dos processos da FPSO analisadas serão discutidos adiante para um melhor entendimento da operação completa. A Tabela 2.1 apresenta as características e composição de cada escoamento.

Tabela 2.1 Características dos Fluxos  
Adaptado de: (PROJETO BG-18, 2014)

Características dos Fluxos Composição (% Molar) e Vazões		Tanque	00001	00044	00007	00004	00012	00093	00082
Água	H <sub>2</sub> O	7.8375	8.3629	25.1322	100.0000	0.1892	0.6547	2.1437	99.8200
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	0.0000	0.0314	0.0036	0.0000	0.2689	0,0870	0.1348	0.0000
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0.4614	55.1592	30.0485	0.0000	60.2214	22.9091	19.7173	0.0012
Metano	C1	0.0382	14.2138	4.6112	0.0000	33.0264	25.2284	24.8594	0.0139
Etano	C2	0.1759	6.0519	5.6501	0.0000	3.4805	14.5324	10.7830	0.0080
Propano	C3	0.9057	6.7379	11.0506	0.0000	1.7385	18.1769	13.8122	0.0160
i-Butano	i-C4	0.4504	1.2873	2.7462	0.0000	0.2167	3,7853	3.6183	0.0061
n-Butano	n-C4	1.5603	3.1748	7.2897	0.0000	0.4555	8,5073	8.8988	0.0147
i-Pentano	i-C5	0.8294	0.7347	1.9121	0.0000	0.0780	1,7443	2.7955	0.0084
n-pentano	n-C5	2.8979	2.0561	5.4714	0.0000	0.1977	3,5288	6.3247	0.0102
Hexano	C6	3.7361	1.0394	2.9090	0.0000	0.0733	0,6750	3.3665	0.0123
Heptano	C7	4.8152	0.5699	1.5996	0.0000	0.0313	0,1517	2.3717	0.0104
Octano	C8	6.8062	0.3516	0.9716	0.0000	0.0152	0,0156	0.8445	0.0140
Nonano	C9	5.8923	0.1366	0.3683	0.0000	0.0047	0,0020	0.2718	0.0115
Decano	C10	5.1972	0.0536	0.1405	0.0000	0.0015	0,0002	0.0478	0.0113
Undecano	C11	4.5839	0.0221	0.0563	0.0000	0.0005	0,0000	0.0079	0.0099
Dodecano	C12	4.0374	0.0089	0.0220	0.0000	0.0002	0,0000	0.0011	0.0101
Tridecano	C13	3.5649	0.0038	0.0090	0.0000	0.0001	0,0000	0.0002	0.0100
Tetradecano	C14	3.1697	0.0017	0.0039	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0072
Pentadecano	C15	2.8136	0.0007	0.0016	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0042
Hexadecano	C16	2.4967	0.0003	0.0007	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0017
Heptadecano	C17	2.2590	0.0001	0.0003	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0006
Octadecano	C18	2.0609	0.0001	0.0001	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0003
Nonadecano	C19	1.9023	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0001
C20+	C20+	31.5078	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0,0000	0.0000	0.0000
C20+	C20+	-	-	-	-	-	-	-	-
C20+	C20+	-	-	-	-	-	-	-	-
TOTAL		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
Vazão Molar	(kmol/h)	703.6	177.6	57.5	48907.8	4704.4	1303.0	240.2	37.8
Vazão Mássica	(kg/h)	171780	7042	2430	881088	161996	49966	10316	686
Fluxo Volumétrico de Óleo	(m <sup>3</sup> /h)	204.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	10.6	0.0
Fluxo Volumétrico de Gás	(m <sup>3</sup> /h)	0.0	673.9	738.9	0.0	5388.7	1775.0	137.7	0.0
Fluxo Volumétrico de Água	(m <sup>3</sup> /h)	1.0	0.0	0.0	884.6	0.0	0.0	0.1	0.7
Massa Molecular	(kg/kmol)	244.2	39.7	42.3	18.0	34.4	38.4	43.0	18.2
Pressão	(kPa abs)	441.4	770.0	228.5	2000.0	2000.0	2000.0	2100.0	1950.0
Temperatura	(°C)	60	88	85	28	28	92	15	34
Densidade do Óleo	(kg/m <sup>3</sup> )	835.7	0.0	0.0	n n	0.0	0.0	591.3	667.3

Os fluxos após os processos da unidade de Coleta e Separação são representados na Figura 2.11. O fluxo 00007 é constituído de água residual da etapa de Coleta e Separação, após esta etapa é bombeado para a unidade de Produção de Água.

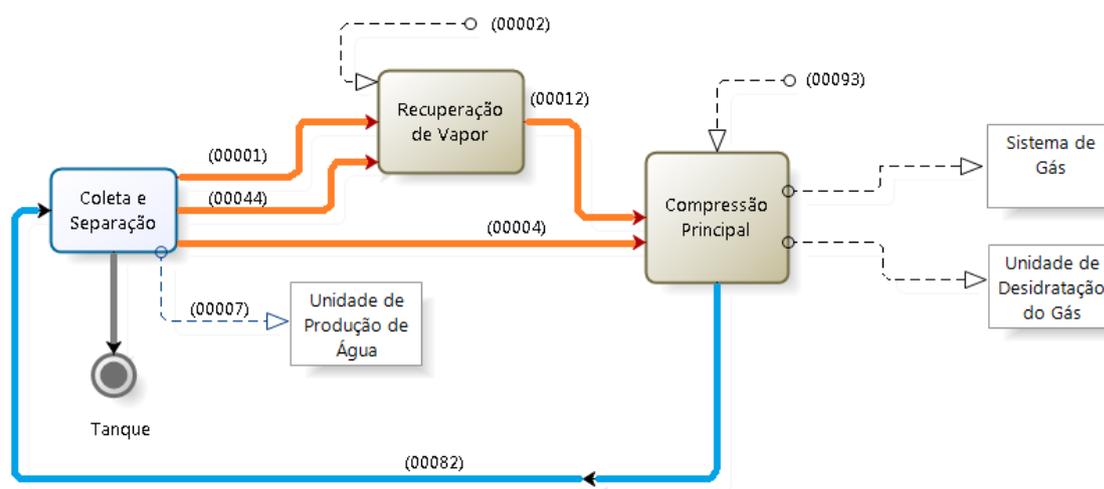


Figura 2.11 Descrição dos processos.

Os fluxos 00001 e 00044 são gases com concentração elevada de vapor de água, estes são destinados à etapa de Recuperação de Vapor. Na etapa de Recuperação de Vapor, estes fluxos são agregados a 00002 (gás retornando do processo de Controle do Ponto de Orvalho) são conduzidos para duas etapas de purificação do gás. O produto final desta etapa é o fluxo 00012.

A mistura de gases do fluxo 00004, composto em sua quase totalidade por CO<sub>2</sub> e metano, com apenas 0,1% de vapor de água, é destinado assim como 00012 à planta de gás na etapa inicial de Compressão de Gás

A planta de processamento e compressão de gás deve ser capaz de operar em quatro modos de operação distintos, conforme abaixo:

#### **Modo A: By-pass das membranas com injeção de todo o gás**

Durante a operação neste modo, o suprimento de gás combustível deve ser coletado a partir do gasoduto exportador. O gás estará sendo injetado em alguns poços injetores e água estará sendo injetada em outros. A injeção de água e de gás será intercalada entre os poços injetores, por períodos pré-estabelecidos. A capacidade máxima requerida de injeção de água, para este modo de operação corresponde a 70% da capacidade máxima de vazão.

#### **Modo B: Exportação de gás natural e injeção de CO<sub>2</sub>**

Neste modo de operação, o gás natural deve ter a concentração de CO<sub>2</sub> reduzida para um teor máximo de 3 % (vol/vol). O gás natural disponível após o tratamento e remoção de CO<sub>2</sub> deve ser exportado.

A corrente de CO<sub>2</sub> permeada através das membranas deverá ser re-injetada em reservatório, por meio de no mínimo dois poços disponibilizados para esta injeção. A pressão de injeção da corrente de permeado do CO<sub>2</sub> pode variar de acordo com a vazão e com o teor de CO<sub>2</sub>, sendo que o sistema deve ser projetado para permitir a pressão de injeção de até 45.000 kPa(abs).

#### **Modo C: Injeção de gás natural e injeção de CO<sub>2</sub> – poços separados**

Neste modo de operação, além da exportação, as correntes de gás natural e de CO<sub>2</sub> separadas pelo sistema de remoção de CO<sub>2</sub> deverão ser injetadas em poços distintos. A segregação das correntes de injeção deverá ser feita em dois diferentes

*headers*: um para a corrente rica em gás natural e outro para a corrente de permeado do CO<sub>2</sub>. Um compressor do sistema de compressão C deverá injetar a corrente de gás natural a pressão de até 55.000 kPa(abs) e o outro compressor deverá injetar a corrente de CO<sub>2</sub> à pressão de até 45.000 kPa(abs).

#### **Modo D: injeção de parte do gás natural com by-pass parcial das membranas**

Neste modo de operação, além da exportação (com tratamento do gás pelas membranas), uma parte do gás que sai da descarga da compressão principal A poderá ser direcionado ao by-pass das membranas para injeção direta no reservatório.

Esse modo não deverá ser dimensionante para nenhum sistema, como demanda elétrica, vazões de projeto, etc. Nenhum modo de operação acima descrito é predominante sobre o outro e a planta deve estar preparada para operar por longos períodos em modo único, ou mudar de modo de operação, em conformidade com a necessidade.

Para determinação da demanda elétrica e definir o sistema de geração elétrica deverão ser considerados os seguintes casos:

1. No modo de operação A (by-pass das membranas de remoção de CO<sub>2</sub>), onde todo o gás hidrocarboneto contaminado com CO<sub>2</sub> disponível na saída da planta será injetado no reservatório, deverá ser considerada 70% da capacidade de vazão máxima de injeção de água no reservatório;
2. Durante o modo de operação da planta para atender a exportação de gás, com a injeção somente da corrente de CO<sub>2</sub> no reservatório para disposição, deverá ser injetada 100% da vazão máxima de injeção de água no reservatório.
3. Os Modos de operação C e D não deverão ser dimensionantes para o sistema elétrico.

Segundo uma descrição sumária do alinhamento dos sistemas de movimentação e tratamento do gás, a configuração da planta de gás pode ser descrita seguindo a sequência de operações:

- 1- Compressão Principal;
- 2- Desidratação por peneiras moleculares;
- 3- Ajuste do ponto de orvalho;

- 4- Remoção de CO;
- 5- Lado do Gás Natural:
  - 5a- Compressão Principal de Exportação;
  - 5b- Compressão Combinada operando com injeção de Gás Natural;
- 6- Lado da Corrente de CO<sub>2</sub>:
  - 6a- Compressão de CO<sub>2</sub>;
  - 6b- Compressão Combinada operando com injeção de CO<sub>2</sub>.

A planta de processamento e compressão de gás é representada pela Figura 2.12. O fluxo 00011, posterior à unidade de Compressão Principal, é destinado ao processo de desidratação do gás. Esse processo é efetuado através da adsorção por peneiras moleculares, contendo no mínimo três vasos da mesma dimensão, previamente o gás passa por um filtro coalescedor instalado à montante das peneiras moleculares para protegê-las contra carregamento de líquido. O fluxo resultante (00033), prossegue para a unidade de Ajuste do Ponto de Orvalho. A caracterização da composição e característica de cada fluxo é apresentada na Tabela 2.2

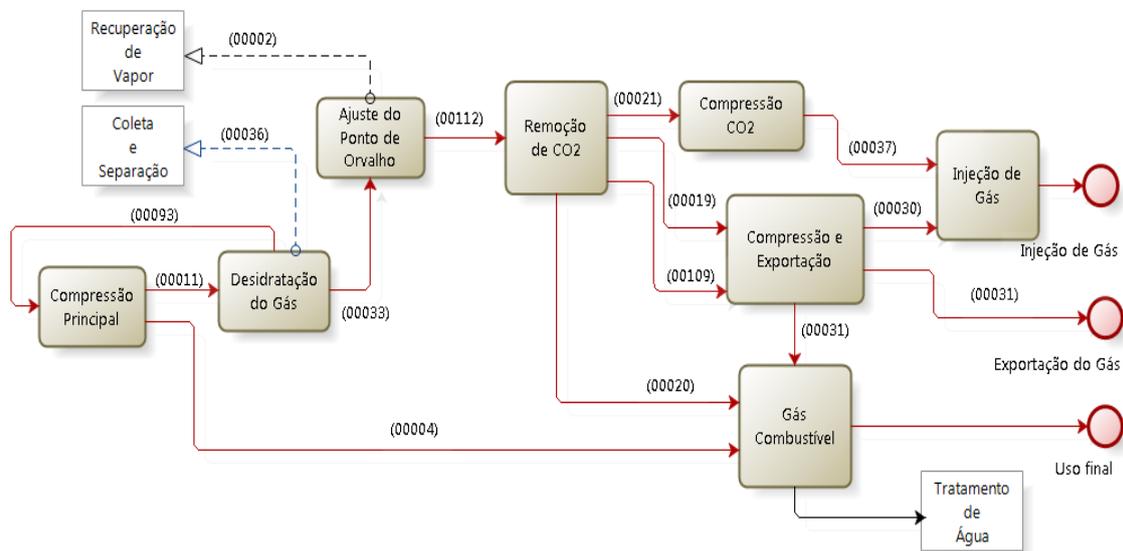


Figura 2.12 Planta de processamento de gás.

Na unidade de Remoção de CO<sub>2</sub> o gás passa por um processo de permeação por membranas, projetadas para o requisito de teor de CO<sub>2</sub> máximo no gás tratado de 3% (vol/vol).

Esta unidade conta com os quatro tipos de operação citadas anteriormente:

- Modo A: com by-pass da unidade e todo gás sendo injetado;
- Modo B: exportação do gás segundo as especificações, e injeção do CO<sub>2</sub> permeado no processo;
- Modo C: exportação parcial do gás segundo as especificações, e injeção do gás tratado e de CO<sub>2</sub> permeado, mas em poços diferentes;
- Modo D: Tratamento de parte do gás, apenas para atender a unidade de Gás Combustível, e by-pass do restante do gás para injeção.

Após essa etapa, e segundo sua condição de operação, os fluxos 00019 e 00109 são encaminhados para a unidade de Compressão e Exportação, o fluxo 00037 é destinado à etapa de Injeção de Gás e o 00020 para unidade de Gás Combustível.

Na unidade de Compressão e Exportação ocorre duas etapas de compressão e atua em duas diferentes condições, segundo os modos de operação dos processos antecessores. No “Modo A” o fluxo de gás que sofreu by-pass na unidade de remoção de CO<sub>2</sub> é diretamente encaminhado para unidade de Injeção de Gás. No “Modo B” a corrente de gás chega a unidade após o processo de remoção de CO<sub>2</sub>, sendo destinada à exportação ou ao processo de lifting. As características do fluxo 00030 refere-se ao “Modo B”.

A etapa de Compressão de CO<sub>2</sub> deve ser capaz de comprimir a corrente de CO<sub>2</sub> permeado nas membranas. A montante desta etapa, deverá ser instalado um vaso de separação de condensado. O condensado deve ser encaminhado para o sistema de Drenagem. A corrente 00037, posterior a esta unidade, é destinada à injeção.

No sistema de Injeção de Gás ocorre a compressão para injeção combinada de gás tratado e CO<sub>2</sub>. Assim como na etapa anterior, a seu montante deve ser instalado um vaso de separação de condensado.

As correntes 00004, 00020 e 00031 são as entradas da unidade de Gás Combustível. Durante o modo de operação da planta de gás, com a remoção de CO<sub>2</sub> através do sistema de membranas, o gás combustível deve ser tomado no lado do gás natural, a jusante das membranas. O gás combustível também pode ser coletado de

qualquer interestágio ou à jusante do sistema de compressão de exportação, caso uma pressão maior seja requerida pelos fabricantes das Turbinas.

Durante o modo de operação by-pass das membranas e re-injeção de todo o gás, deverá ser previsto a continuidade do consumo de gás combustível pela plataforma, dessa forma, o projeto deverá considerar a hipótese de enviar para as membranas apenas o volume necessário do gás combustível (necessário prever válvula regulável para controlar a vazão de gás a direcionar para as membranas). Deverá ser considerada também a coleta do gás tratado do gasoduto de exportação pressurizado pelo suprimento de gás de outros FPSOs.

Tabela 2.2 Características dos fluxos da planta de gás.  
Adaptado de: (PROJETO BG-18, 2014)

Características dos Fluxos Composição (% Molar) e Vazões		00011	00033	00036	00093	00112	00019	00109	00021	00020	00031	00030	00037
Água	H <sub>2</sub> O	0.0880	0.0001	100.0000	2.1437	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001	0.0001	0.0002
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	0.5772	0.5874	0.0000	0.1348	0.6100	0.6102	0.2594	0.1195	0.6102	0.6100	0.6100	0.2033
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	24.9844	25.1128	0.0000	19.7173	25.3856	2.9953	60.1206	82.8994	2.9953	25.3856	25.3856	70.8070
Metano	C1	55.1655	55.8668	0.0000	24.8594	57.4818	72.3910	32.1062	16.0425	72.3910	57.4818	57.4818	27.5038
Etano	C2	8.9069	8.8687	0.0000	10.7830	8.7421	11.3206	3.7675	0.7557	11.3206	8.7421	8.7421	1.2099
Propano	C3	5.8208	5.6444	0.0000	13.8122	5.1156	7.2226	2.1591	0.1401	7.2226	5.1156	5.1156	0.2139
i-Butano	i-C4	0.9227	0.8627	0.0000	3.6183	0.6858	1.0366	0.3027	0.0101	1.0366	0.6858	0.6858	0.0151
n-Butano	n-C4	1.9503	1.7957	0.0000	8.8988	1.3498	2.2955	0.6704	0.0224	2.2955	1.3498	1.3498	0.0330
i-Pentano	i-C5	0.3877	0.3340	0.0000	2.7955	0.1952	0.4377	0.1266	0.0026	0.4377	0.1952	0.1952	0.0037
n-pentano	n-C5	0.7996	0.6763	0.0000	6.3247	0.3710	1.1397	0.3298	0.0068	1.1397	0.3710	0.3710	0.0094
Hexano	C6	0.2399	0.1700	0.0000	3.3665	0.0511	0.3970	0.1132	0.0000	0.3970	0.0511	0.0511	0.0000
Heptano	C7	0.1164	0.0660	0.0000	2.3717	0.0106	0.1159	0.0330	0.0000	0.1159	0.0106	0.0106	0.0000
Octano	C8	0.0306	0.0124	0.0000	0.8445	0.0009	0.0318	0.0091	0.0000	0.0318	0.0009	0.0009	0.0000
Nonano	C9	0.0080	0.0021	0.0000	0.2718	0.0001	0.0052	0.0015	0.0000	0.0052	0.0001	0.0001	0.0000
Decano	C10	0.0012	0.0002	0.0000	0.0478	0.0000	0.0008	0.0008	0.0008	0.0008	0.0000	0.0000	0.0000
Undecano	C11	0.0002	0.0000	0.0000	0.0079	0.0000	0.0001	0.0000	0.0000	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000
Dodecano	C12	0.0000	0.0000	0.0000	0.0011	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Tridecano	C13	0.0000	0.0000	0.0000	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Tetradecano	C14	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Pentadecano	C15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Hexadecano	C16	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Heptadecano	C17	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Octadecano	C18	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Nonadecano	C19	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
C20+	C20+	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
C20+	C20+												
C20+	C20+												
TOTAL		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
Vazão Molar	(kmol/h)	10979.3	9661.5	4.5	240.2	9239.5	866.1	4015.5	2870.8	278.7	0.0	9239.5	5534.1
Vazão Mássica	(kg/h)	309239	268967	81	10316	250361	20153	139762	113125	6484	0	250361	199932
Fluxo Volumétrico de Óleo	(m <sup>3</sup> /h)	0.0	0.0	0.0	10.6	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0	0.0	0.0
Fluxo Volumétrico de Gás	(m <sup>3</sup> /h)	2750.2	2203.1	0.0	137.7	2983.5	385.9	1440.8	18378.9	124.2	0.0	693.5	339.9
Fluxo Volumétrico de Água	(m <sup>3</sup> /h)	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Massa Molecular	(kg/kmol)	28.2	27.8	18.0	43.0	27.1	23.3	34.8	39.4	23.3	0.0	27.1	36.1
Pressão	(kPa abs)	7518.6	7371.5	2300.0	2100.0	5346.1	4752,3	5301,7	400,0	4752,3	0,0	24949.8	25060.9
Temperatura	(°C)	40	26	26	15	10	37	29	40	37	0	40	40
Densidade do Óleo	(kg/m <sup>3</sup> )	0,0	0,0	0,0	591.3	0,0	0,0	0,0	0,0	538.8	0,0	0,0	

## Capítulo 3      **Ciclo Rankine Orgânico (ORC)**

A geração de energia elétrica por meio de absorção de calor é uma forma bem estabelecida de conversão de energia, cujo ciclo termodinâmico mais explorado é o ciclo convencional de Rankine. Porém o aproveitamento de fontes de calor inferiores a 400°C inviabiliza a utilização do ciclo convencional de Rankine devido sua baixa eficiência nestas condições, aumentando consideravelmente os custos de geração.

O ciclo Rankine orgânico (ORC) é uma alternativa de tecnologia mais eficiente para conversão de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade a pequena e microescala. Esta tecnologia permite o aproveitamento dos recursos energéticos, contando com sistemas menores e com elevado desempenho econômico.

O ORC possui o mesmo princípio de operação que o ciclo convencional, composto por seus componentes principais: bomba, evaporador, turbina e condensador. 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.

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. (SILVA, 2010).

Em resumo o fluido orgânico de trabalho pressurizado é aquecido até a condição de vapor saturado, e expande-se na turbina para produzir trabalho útil. O vapor de exaustão da turbina é descarregado no condensador com pressão relativamente baixa. No condensador há transferência de calor do vapor do fluido de trabalho para o fluido de arrefecimento escoando separadamente. O vapor é condensado e a temperatura do fluido de arrefecimento aumenta. O líquido condensado deixa o condensador e é bombeado do condensador para o evaporador a uma pressão mais elevada. No evaporador o fluido de trabalho completa o ciclo, sendo aquecido até a saturação e evaporado.

Deve ser garantido na saída da turbina uma qualidade do fluido de trabalho superior à 90% de vapor, esta é uma prática comum para se garantir que o fluido de

trabalho não esteja na condição de líquido ao passar pelas pás da turbina. O impacto das gotículas de líquidos nas pás da turbina pode causar a erosão destas, resultando em uma diminuição da eficiência da turbina e em uma necessidade maior de manutenção.

- Neste caso é comum o uso do superaquecimento, que define a energia adicional somada por transferência de calor para o vapor do fluido de trabalho, trazendo-o para a condição de vapor superaquecido. A operação do ciclo ORC pode ser representada como: 1-2: Compressão do líquido realizado pela bomba.

- 2-3: Recebimento de calor de aquecimento (sensível).
- 3-4: Recebimento de calor latente de vaporização à pressão  $P_2$ .
- 4-5: Recebimento de calor do superaquecedor.
- 5-6: Expansão na turbina com produção de trabalho.
- 6-1: Rejeição de calor no condensador.

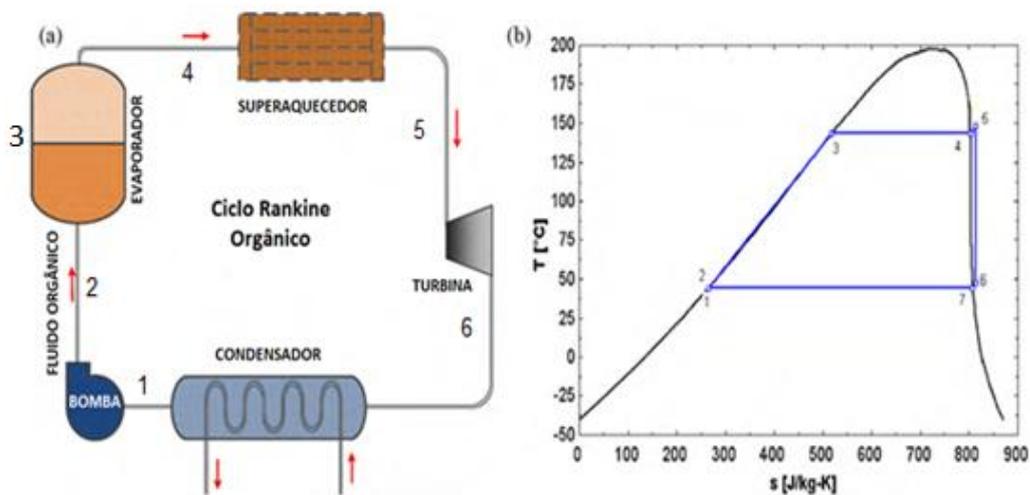


Figura 3.1 Ciclo Rankine Orgânico.

Adaptado de (CHEN et al., 2010)

O sistema ORC possui a capacidade de operar com diferentes formas de fontes de calor de baixa qualidade para gerar energia, as principais fontes empregadas são:

- Energia solar (TCHANICHE et al., 2010; WANG et al., 2010; HE et al., 2012);

- Energia geotérmica (MAGO, PEDRO J. et al., 2008; GUO et al., 2011; SHENGJUN et al., 2011);
- Combustão de biomassa (CHINESE et al., 2004; AL-SULAIMAN et al., 2011; ALGIERI; MORRONE, 2012).
- Recuperação de calor de processos industriais (QUOILIN et al., 2011; PIEROBON; NGUYEN, T.-V.; et al., 2013; ZHANG et al., 2014);

Tratando-se de um ciclo de aproveitamento de fontes de calor de baixa e média temperatura, o ciclo Rankine orgânico opera entre 60 a 200°C para fontes de baixa temperatura, podendo atingir os 350°C no caso de fontes de calor de alta temperatura (YAMAMOTO et al., 2001).

Estas fontes de energia podem ser classificadas em função de sua temperatura em:

- Fontes de baixa temperatura: geralmente ar e água com temperaturas inferiores a 200 °C, por exemplo, a energia geotérmica e a água utilizada para aquecimento e arrefecimento em processos industriais.

- Fontes de média temperatura: como ar, gases de exaustão e água com temperaturas entre 200 – 300 °C, por exemplo, vapor utilizado em algumas indústrias químicas e papel e celulose ou ar e gases de combustão dos processos de fabricação de cimento.

- Fontes de alta temperatura: gases de exaustão com temperaturas superiores a 300 °C, por exemplo, os gases de exaustão dos processos de geração de eletricidade em motores de combustão interna, turbinas a gás e caldeiras de biomassa. A geração de energia elétrica em sistemas ORC varia entre poucos quilowatts, geração e microescala, mas podendo chegar a uma faixa de 1-10 MW (BRANCHINI et al., 2013). A faixa de operação da geração de energia elétrica é restringida principalmente pela viabilidade econômica para aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura.

### **3.1 Desempenho do Ciclo ORC**

Atualmente, pode-se considerar que o ciclo ORC é uma tecnologia com alto grau de maturidade que cresce continuamente, motivada principalmente, pelos custos de operação associados ao consumo de energia primária e legislações ambientais mais rigorosas.

Esta afirmação pode ser verificada pelo grande número de pesquisas que estão sendo desenvolvidas nesta área. Na maioria delas são realizadas extensas análises termodinâmicas de diferentes ciclos e fluidos de trabalho, focados em desenvolver sistemas energéticos cada vez mais eficientes através da seleção mais apropriada do fluido orgânico de trabalho e do ótimo conjunto de parâmetros de operação.

Além disto os ciclos ORC não são apenas objeto de estudos de laboratório, segundo KANG (2012) mais de cem plantas ORC estão em operação para gerar eletricidade comercialmente .

As investigações a respeito do ORC se baseiam basicamente nos aspectos de:

- Seleção do Fluido de Trabalho.
- Análise Termodinâmica.
- Análise de performance e integração dos componentes principais.
- Sistemas ORC experimentais.

### **3.1.1 Critérios de avaliação dos fluidos de trabalho**

A seleção do fluido de trabalho é largamente avaliada em diversas publicações científicas e é considerada um dos critérios mais importantes de análise em um ciclo ORC. A maioria dos trabalhos compara uma seleção de fluidos de trabalho, operando sobre um modelo termodinâmico proposto, avaliados de acordo com sua performance termodinâmica.

A seleção do fluido de trabalho é um ponto crítico para obter eficiência térmica elevada, bem como a utilização ótima da fonte de calor disponível. Além disso, o fluido de trabalho orgânico deve ser cuidadosamente selecionado com base em alguns indicadores a serem descritos:

- Desempenho termodinâmico;
- Curva de vapor saturado;
- Questões ambientais,
- Saúde e segurança,
- Disponibilidade comercial e custo.

Estes critérios são adotados por diversos autores na literatura.

### **3.1.1.1 Performance Termodinâmica**

A eficiência do ciclo e/ou a potência gerada são geralmente os parâmetros avaliados neste critério. Visa-se a maximização destes parâmetros segundo a fonte de calor ou temperatura disponível no evaporador.

Propriedades termodinâmicas, como pressão crítica, temperatura crítica, massa específica, calor latente de vaporização, calor específico, entre outras, devem ser levadas em conta no momento de selecionar o fluido de trabalho, uma vez que estas propriedades influenciam diretamente a capacidade do sistema térmico para recuperar energia da fonte de calor, no tamanho dos trocadores de calor e no consumo de energia dos sistemas auxiliares

A performance termodinâmica depende de um número de interdependentes propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho e devem ser levados em conta para a seleção do fluido de trabalho. Diversos autores listam as principais propriedades termodinâmicas a serem verificadas para avaliação do desempenho do ciclo ORC e suas recomendações (DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007; QUOILIN; LEMORT, 2009; CHEN et al., 2010; HE et al., 2014) :

- O calor específico do fluido de trabalho deve ser baixo pois isso confere uma linha de vapor saturado perto de vertical (PAPADOPOULOS et al., 2010).
- A massa específica dos fluidos deve ser elevada, tanto na fase de líquido e vapor, resultando em menor vazão mássica e conseqüentemente menores equipamentos. Esta propriedade tem um impacto significativo no custo do sistema (PAPADOPOULOS et al., 2010; QUOILIN et al., 2012).
- A temperatura de solidificação deve ser inferior à menor temperatura ambiente ao longo do ano, para evitar congelamento do fluido de trabalho (PAPADOPOULOS et al., 2010; QUOILIN et al., 2012).
- Fluidos com menor viscosidade tanto na fase líquida quanto gasosa são preferíveis para propiciar maior coeficiente de transferência de calor e menores perdas por atrito nos trocadores de calor (PAPADOPOULOS et al., 2010; QUOILIN et al., 2012).
- Maior condutividade térmica proporciona maior coeficiente de troca de calor nos trocadores de calor (PAPADOPOULOS et al., 2010; QUOILIN et al., 2012).

- Ao contrário da água, os fluidos orgânicos costumam sofrer deteriorações químicas e decomposições à altas temperaturas resultando em corrosão do material, possibilitando a detonação e ignição do fluido. Por conseguinte, os fluidos devem ser termicamente e quimicamente estáveis para todas as pressões e temperaturas de operação, sendo que a temperatura máxima da fonte quente estará, portanto, limitada pela estabilidade a alta temperatura do fluido de trabalho (QUOILIN et al., 2012).

- Pressões muito elevadas têm um impacto negativo sobre a viabilidade do ciclo, uma vez que aumentam os riscos de operação, requerem estruturas e equipamentos mais resistentes, acrescentam complexidade ao ciclo e incrementam os custos de investimentos e de manutenção da instalação. Portanto para que um pequeno sistema tenha um custo aceitável, a pressão no evaporador deve ser limitada a valores da ordem de 2 a 3 MPa (QUOILIN et al., 2013).

A análise destes parâmetros que influenciam a performance termodinâmica é extensamente discutida nos estudos de ORC. Porém as considerações em relação a cada uma destas revelam algumas conclusões opostas entre autores. Neste aspecto, a maior inconsistência ocorre a respeito de duas importantes propriedades: Calor específico e calor latente de evaporação. YAMAMOTO *et al.* (2001) apontam que os fatores mais importantes para avaliar a potência gerada na turbina é a temperatura do fluido na entrada da turbina, a razão de pressão do ciclo e vazão mássica. Para maiores vazões mássicas o ciclo deveria operar com fluidos de baixo calor latente. MAIZZA e MAIZZA (1996) por outro lado, apontam alto calor latente e baixo calor específico como características apreciáveis para absorção de calor durante a evaporação.

HUNG *et al.* (2010) conclui que fluidos com calor latente elevado proporcionaria maior eficiência na recuperação de calor em ORC, e fluidos com baixo calor específico deveriam ser adotados para reduzir a carga no condensador. Já TCHANCHE *et al.* (2011) indica que fluidos devem ter alto calor latente de vaporização e alto calor específico.

Para avaliar a influência do calor latente e calor específico no trabalho produzido na turbina, CHEN *et al.* (2010) propõem uma formulação assumindo os fluidos como gás ideal e conclui que fluidos com maior calor latente e menor calor específico geram maior trabalho específico. Em uma outra proposição WANG *et al.* (2013) apresentam uma formulação para avaliar esses parâmetros e concluem que maior calor latente e menor calor específico são preferíveis avaliando a eficiência térmica do ciclo.

A seleção do fluido de trabalho é essencial para o desempenho eficiente do ciclo ORC, intrinsecamente ligada às propriedades termodinâmicas do fluido. Os critérios de seleção dos fluidos são muito discutidos e apresentam contradições entre autores. Na prática não há um fluido de trabalho que possua todas as características que favoreçam o desempenho termodinâmico do ciclo. Em suma, não existe o fluido de trabalho ideal, motivo pelo qual exige-se uma análise detalhada que reúna o maior número de vantagens para diferentes fluidos de trabalho.

HE *et al.* (2014) discute que contradições na análise da influência de alguns parâmetros em pesquisas de ORC devem-se principalmente às condições diferentes da fonte de calor avaliada por cada pesquisador, e às diferenças no critério de avaliação de performance do ciclo. Os autores propõem para estudos de recuperação de calor de baixa temperatura, uma metodologia a fim de se evitar essas contradições na seleção do fluido de trabalho.

O critério de análise consiste na simulação do ciclo de trabalho segundo o modelo termodinâmico proposto, permitindo a comparação dos fluidos selecionados segundo a eficiência e potência gerada (QUOILIN *et al.*, 2012).

### **3.1.1.2 Curva de Vapor Saturado**

Uma consideração importante em relação aos ciclos com fluidos orgânicos é a característica de sua curva de saturação no diagrama T-s. Segundo CHEN *et al.* (2010) a inclinação da curva de saturação em um diagrama T-s, Figura 3.2, pode ser positiva (ex: água), negativa (ex: Pentano) ou vertical (ex: R11) de forma que segundo essas características, os fluidos são classificados como “úmidos”, “secos” e “isentrópicos” respectivamente

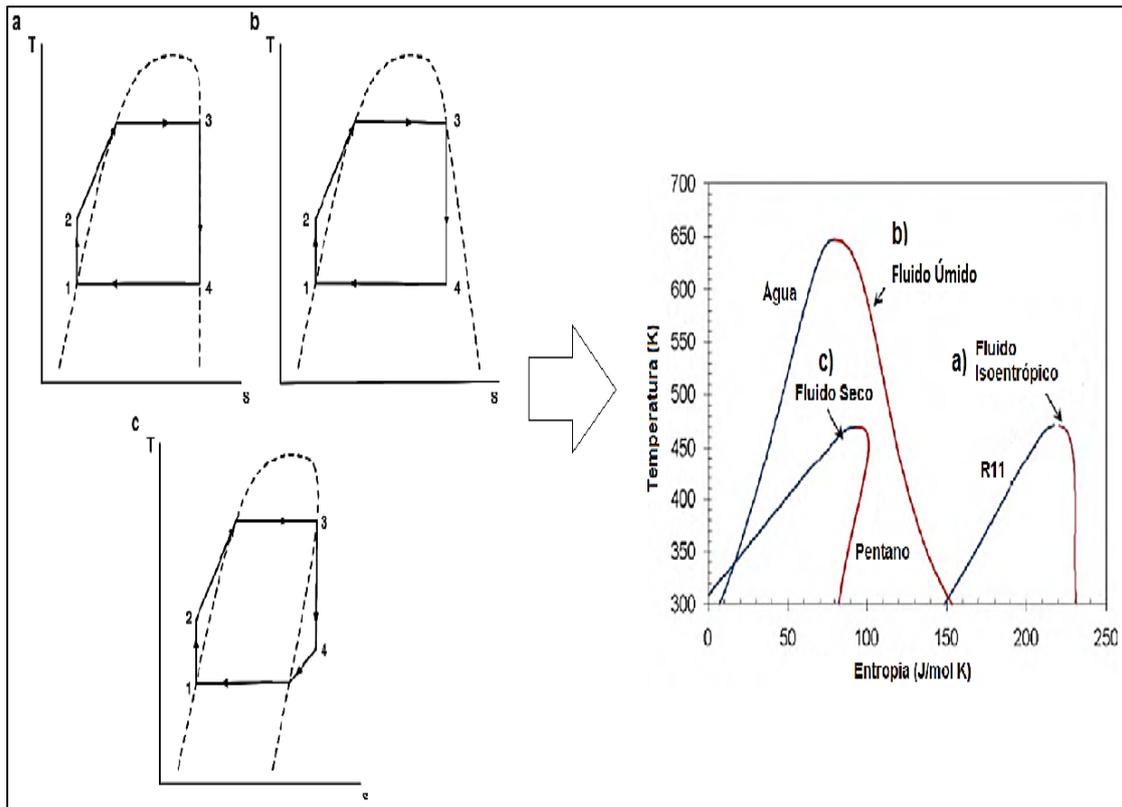


Figura 3.2 Inclinação da curva de vapor saturado a) Fluido Isentrópico b) Fluido Úmido c) Fluido Seco (CHEN et al., 2010)

CHEN *et al* (2010) propõem um parâmetro para expressar o grau de inclinação da curva de saturação  $\xi$ , definido diretamente dos dados da entropia e temperatura. Segundo os autores ao definir ( $\xi=ds/dT$ ), o tipo de fluido de trabalho pode ser classificado pelo valor de  $\xi$ , isto é,  $\xi>0$ : Fluido seco (por exemplo o pentano).  $\xi\cong 0$ : Fluido isentrópico, e  $\xi<0$ : Fluido úmido (por exemplo, amônia), Tabela 3.1.

O valor de  $(dT/ds)$  tende ao infinito para fluidos isentrópicos, e o inverso dessa inclinação  $(ds/dT)$  é usado para expressar o quão “seco” ou “úmido” pode ser um fluido.

Segundo as classificações anteriores, se o fluido é “demasiadamente seco” o vapor expandido deixa a turbina com um sobreaquecimento substancial, o que é um desperdício além de aumentar a carga de arrefecimento no condensador.

Número SHRAE	Nome	Peso Molecular	T <sub>c</sub> [C]	P <sub>c</sub> [MPa]	C <sub>p</sub> do Vapor [J/kgK]	Calor Latente [kJ/kg]	ξ [J/kgK <sup>2</sup> ]
R-21	Diclorofluorometano	102,92	178,33	5,18	339,85	216,17	-0,78
R-22	Clorodifluorometano	86,47	96,15	4,99	1069,13	158,46	-1,33
R-23 <sup>a</sup>	Trifluorometano	70,01	26,14	4,83	3884,02	89,69	-6,49
R-32	Difluorometano	52,02	78,11	5,78	2301,61	218,59	-4,33
R-41 <sup>a</sup>	Fluorometano	34,03	44,13	5,9	3384,66	270,04	-7,2
R-116 <sup>a</sup>	Hexafluorometano	138,01	19,88	3,05	4877,91	30,69	-5,54
R-123	2,2-Dicloro-1,1,1-trifluorometano	152,93	183,68	3,66	738,51	161,82	0,26
R-124	2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano	136,48	122,28	3,62	908,7	132,97	0,26
R-125	Pentafluoretano	120,02	66,02	3,62	1643,89	81,49	-1,08
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	102,03	101,06	4,06	1211,51	155,42	-0,39
R-141b	1,1-Dicloro-1-fluoretano	116,95	204,35	4,21	848,37	215,13	0
R-142b	1-Cloro-1,1-difluoretano	100,5	137,11	4,06	1036,52	185,69	0
R-143a	1,1,1-Trifluoretano	84,04	72,71	3,76	1913,97	124,81	-1,49
R-152a	1,1-Difluoretano	66,05	113,26	4,52	1456,02	249,67	-1,14
R-170 <sup>f</sup>	Etano	30,07	32,18	4,87	5264,72	223,43	-8,28
R-218	Octafluoropropano	188,02	71,87	2,64	1244,87	58,29	0,45
R-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	170,03	102,8	3	1013	97,14	0,76
R-236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropano	152,04	139,29	3,5	973,69	142,98	0,76
R-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropano	134,05	174,42	3,93	1011,26	188,64	0,6
R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropano	134,05	154,05	3,64	980,9	177,08	0,19
HC-270	Ciclopropano	42,08	125,15	5,58	1911,81	366,18	-1,59
R-290	Propano	44,1	96,68	4,25	2395,46	292,13	-0,79
R-C318	Octafluorciclobutano	200,03	115,23	2,78	896,82	93,95	1,05
R-3-1-10	Decafluorbutano	238,03	113,18	2,32	928,83	77,95	1,32
FC-4-1-12	Dodecafluorpentano	288,03	147,41	2,05	884,25	86,11	1,56
R-600	Butano	58,12	151,98	3,8	1965,59	336,82	1,03
R-600a	Isobutano	58,12	134,66	3,63	1981,42	303,44	1,03
R-601	Pentano	72,15	196,55	3,37	1824,12	349	1,51
R-717	Amonia	17,03	132,25	11,33	3730,71	1064,38	-10,48
R-718	Água	18	374,55	22,06	1943,17	2391,79	-17,78
R-744a	Dióxido de Carbono	44,01	30,98	7,38	3643,72	167,53	-8,27
R-1270	Propano	42,08	92,42	4,66	2387,36	284,34	-1,77
	Propino	40,06	129,23	5,63	2100,54	431,61	-1,87
	Benzeno	78,11	288,9	4,89	1146,72	418,22	-0,7
	Tolueno	92,14	318,6	4,13	1223,9	399,52	-0,21

Tabela 3.1 Propriedades fluidos orgânicos.

Modificado de (CHEN et al., 2010)

Uma alternativa muito importante de ser analisada é utilizar esse potencial de regeneração para pré-aquecer o fluido de trabalho depois que sai da bomba de alimentação e antes de entrar no evaporador, aumentando consideravelmente a eficiência do ciclo.

Desta forma, fluidos úmidos necessitarão de maior temperatura na entrada da turbina para garantir título maior que 90%, porém há menor preocupação com a carga de arrefecimento no condensador. Os fluidos classificados como “secos” e “isentrópicos” por suas características dispensam o superaquecimento.

Esta característica diferenciada da inclinação da curva de saturação acarreta em diversas possibilidades de aplicação aos fluidos orgânicos, um fator importante para seleção dos fluidos é este comportamento.

### **3.1.1.3 Restrições ambientais:**

Potencial de destruição do ozônio (ODP-*Ozone depletion potential*) é um índice a ser avaliado na seleção de fluidos de trabalho, que determina a capacidade relativa de substâncias químicas de destruir moléculas de ozônio na estratosfera. (PAPADOPOULOS et al., 2010). O potencial de empobrecimento do ozônio é medido com relação ao ODP do R11, definido para a unidade. O ODP de refrigerantes atuais é nulo ou muito próximo de zero, uma vez que os fluidos ODP não nulos deverão ser progressivamente eliminados segundo o Protocolo de Montreal (QUOILIN et al., 2012).

Potencial de Aquecimento Global (GWP-Global Warming Potential) é um outro índice avaliado que determina a contribuição potencial de uma substância química para o aquecimento global. O cálculo do potencial de aquecimento global depende de inúmeros fatores complexos e é mais possível, obter através de dados experimentais para uma determinada substância ou através de orientações genéricas (PAPADOPOULOS et al., 2010). Este índice é determinado em relação ao GWP do CO<sub>2</sub>, definido para a unidade. Embora alguns refrigerantes podem chegar a um valor GWP tão alto quanto 1000, não há nenhuma legislação que restringe o uso de fluidos com alto GWP (QUOILIN et al., 2012).

### **3.1.1.4 Restrições de Saúde e Segurança**

A determinação da toxicidade dos fluidos de trabalho, concebidos é importante por razões de segurança humana. Pode ser calculado através de métodos de contribuição de grupo, que foram desenvolvidos com base na toxicidade aguda de substâncias químicas. Embora este método não determina diretamente os efeitos tóxicos de uma substância a seres humanos, é útil para comparar a toxicidade do fluido de trabalho concebido (PAPADOPOULOS et al., 2010).

A inflamabilidade é um índice usado para avaliar as características de autoignição dos fluidos de trabalho concebidos. PAPADOPOULOS et al. (2010) demonstram o cálculo deste índice diretamente através de dados experimentais disponíveis sobre os limites de inflamabilidade inferior e superior das moléculas dos fluidos de trabalho.

A questão de segurança na seleção de fluidos de trabalho inclui dois parâmetros principais: a toxicidade e a inflamabilidade. O Padrão ASHRAE 34 classifica refrigerantes em grupos de segurança e pode ser utilizado para a avaliação de um fluido (QUOILIN et al., 2012).

### **3.1.1.5 Disponibilidade e custo**

Os critérios de disponibilidade comercial e custo dos fluidos de trabalho podem afetar a seleção do fluido de trabalho por comprometerem o ciclo economicamente. Segundo QUOILIN et al. (2012) o fluido selecionado tem de estar disponível comercialmente, a partir de vários fornecedores, e a um preço aceitável. Isto, porque os fluidos tradicionais utilizados em um Ciclo Rankine Orgânico são bastante caros. Logo, esse custo só pode ser reduzido com a produção em larga escala, ou pelo uso de outros fluidos (como por exemplo, hidrocarbonetos) que apresentem baixo custo e se encontrem comercialmente disponíveis. Fluidos já utilizados em refrigeração ou na indústria química são mais fáceis de obter à menores custos.

### **3.1.2 Critérios de avaliação do ciclo**

Desempenho termodinâmico é o critério mais utilizado para a seleção de fluidos de trabalho nos sistemas ORC. As análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica são as ferramentas mais utilizadas para avaliar o desempenho de diferentes fluidos de trabalho. Nestas pesquisas, diferentes parâmetros de operação, como pressão de vaporização; pressão de condensação, grau de superaquecimento, diferencial de temperaturas *pinch* (ponto *pinch*) e diferentes configurações são analisadas para diferentes fontes de calor.

MADHAWA HETTIARACHCHI et al. (2007) comparam o desempenho econômico de amônia, HCFC123, n-pentano e PF5050 sob os parâmetros do ciclo otimizados. O desempenho do ciclo é avaliado em função dos custos.

SCHUSTER *et al.* (2009) propõem uma análise econômica e exergetica para avaliação do desempenho do ciclo. Os resultados da simulação são apresentados em função das eficiências do ciclo, potencia produzida e custo da eletricidade gerada.

A análise de desempenho de ciclos ORC baseado na Primeira Lei da Termodinâmica é um dos critérios mais abordados para avaliação do ciclo, sendo discutido na grande maioria dos estudos sobre o tema. A análise exergetica é também bastante discutida, como em (TCHANCHE *et al.*, 2010; HEBERLE e BRÜGGEMANN, 2010; AL-SULAIMAN *et al.*, 2011).

### 3.1.3 Performance e integração dos componentes

Sabendo que o custo de investimento do sistema térmico é dependente do tamanho de seus componentes é importante comparar as dimensões dos diferentes equipamentos utilizados em cada ciclo, ou seja, é preciso determinar o tamanho dos trocadores de calor, turbinas, bombas e tubulações em função do fluido de trabalho utilizado.

Assim, modelos de transferência de calor como os apresentados por (SCHUSTER *et al.*, 2010; LAKEW e BOLLAND, 2010; ROY *et al.*, 2010) têm sido utilizados para avaliar a área total de troca de calor dos sistemas; enquanto, aproximações do tamanho da turbina têm sido avaliadas através de indicadores baseados no volume específico do fluxo de vapor na saída da turbina e queda de entalpia neste equipamento (LAKEW e BOLLAND, 2010; SAURET e ROWLANDS, 2011).

BORSUKIEWICZ-GOZDUR (2013a) analisa o desempenho do ciclo com foco no consumo de trabalho pela bomba. O estudo avalia dezoito fluidos orgânicos de trabalho distintos, buscando encontrar uma correlação entre várias propriedades termo-físicas dos fluidos, como trabalho específico dos equipamentos e potência produzida no ciclo. Os resultados indicam que a elevada pressão de operação contribui para uma maior demanda de potência pela bomba.

WALRAVEN *et al.* (2014) propõem o aprimoramento de ciclo Rankine orgânico através da otimização dos parâmetros do ciclo baseado em uma melhor configuração para trocadores de calor do tipo casca-e-tubo. Desta forma, cada trocador de calor tem uma configuração ótima de acordo com a superfície de troca de calor, queda de pressão e diferença de temperatura (*pinch-point*) para as condições de contorno avaliadas.

Segundo (PIEROBON; NGUYEN, T. VAN; et al., 2013), há algum tempo muitos estudos vem sendo realizados para se desenvolver algoritmos de otimização para se adaptar ciclos ORC para fontes específicas de calor segundo diferentes objetivos. SUN e LI ( 2011) implementaram o algoritmo de otimização ROSENB, para avaliar a configuração ótima das variáveis de operação, com intuito de maximizar a geração de potência, ou a eficiência térmica.

ROY e MISRA (2012) avaliam uma otimização paramétrica e análise de performance de um ciclo ORC, onde a fonte de calor é um fluxo de gás de escape à temperatura de 140°C, provenientes de exaustores em uma usina de carvão.

A otimização de um ciclo ORC em pequena escala, para recuperação de calor residual, é realizada por QUOILIN *et al.* (2011). As funções objetivos deste estudo são a eficiência térmica e viabilidade econômica. BAIK *et al.* (2013) empregam algoritmos para a maximização da potência, considerando a transferência de calor e pressão na entrada da turbina como variáveis de otimização.

CAYER *et al.* (2010) apresentam um estudo de análise paramétrica para um ciclo CO<sub>2</sub> supercrítico utilizando como indicadores de performance: eficiência térmica, trabalho líquido, eficiência exergetica, relação UA, área da superfície dos trocadores de calor e custo relativo do sistema. O conceito é estendido por SHENGJUN *et al.* (2011), para ciclos ORC subcrítico e supercrítico, minimizando o custo de energia e área dos trocadores de calor por unidade de potência produzida.

WANG *et al.* (2013) avaliam uma otimização paramétrica utilizando otimização multiobjetivo para projeto de ciclos ORC para recuperação de calor de baixa temperatura. Os critérios de seleção incluem a área dos trocadores de calor por unidade de potência produzido, e eficiência da recuperação de calor.

## 3.2 Acionador primário

Um dos principais objetos de estudo em um ciclo ORC deve ser o acionador primário (máquina de expansão), que é um componente decisivo à eficiência do ciclo. Além disto o expensor pode representar cerca de 60% dos custos de uma instalação ORC, devendo ser muito bem avaliado para garantir a viabilidade do sistema.

Expansores, em geral, podem ser classificados em dois tipos: expansores dinâmicos (velocidade), tal como os expansores da turbina axial e radial; e expansores

de deslocamento (volumétricos), tal como os expansores parafuso, expansores *Scrow* e alternativos (QIU et al., 2011).

### **3.2.1 Turbina**

A turbina é um tipo de máquina rotativa, que converte a energia cinética de uma corrente de fluido (gás ou líquido) em energia mecânica, conduzindo o fluxo através de um conjunto de pás. No caso da turbina à vapor voltado para geração de eletricidade. Devido às características de aplicação de um ciclo ORC vinculado à baixas temperaturas e baixas pressões requer uma micro geração de energia.

Turbinas são expansores do tipo dinâmico. O vapor a alta velocidade é expandido na máquina rotativa convertendo energia cinética da corrente de fluido em energia mecânica através do conjunto de pás. As turbinas radial e axial possuem muitas vantagens, como estrutura compacta, com boa capacidade de fabricação, uma construção leve, de alta eficiência e uma taxa de expansão de estágio único que indica uma grande queda de entalpia. Na Figura 3.3 é mostrada uma microturbina para aplicação em ciclo ORC.

Em ciclos de vapor convencionais, a relação de pressão e a queda de entalpia através da turbina são ambos muito elevados. Como consequência, turbinas com várias fases de expansão são comumente usados. Em ciclos de ORC, a queda de entalpia é muito mais baixa, e as turbinas de até dois estágio são mais usualmente utilizadas, o que implica um custo mais baixo (QUOILIN et al., 2013).



Figura 3.3 Microturbina para ORC.  
(QIU et al., 2011).

Turbinas utilizadas em sistemas ORC, basicamente não se diferenciam das turbinas à vapor. No entanto devido às grandes diferenças termo físicas entre fluidos orgânicos e vapor, as turbinas utilizadas em ciclos ORC possuem algumas características especiais tais como (BAO; ZHAO, 2013):

1. Fluidos orgânicos possuem maior massa molar que o vapor, de modo que a sua velocidade do som é menor. No processo de desenvolvimento do acionador primário deve-se evitar a condição de escoamento supersônico na saída do bocal, por provocar perdas adicionais.
2. Para determinadas diferenças de temperatura da fonte de calor, as turbinas de sistemas ORC possuem um coeficiente de expansão maior, e uma queda de entalpia menor em relação ao vapor de água, especialmente na recuperação de baixa quantidade de calor, de modo a não ser afetada por todos os tipos de perdas.
3. Fluidos orgânicos possuem maior massa específica e menor volume específico, de forma que a passagem do escoamento e as dimensões gerais da turbina podem ser menores. Além disso, para uma grande faixa de fluidos os quais

possuem uma inclinação positiva da curva de vapor saturado, o vapor na saída da expansão continuará sendo vapor superaquecido, diminuindo as perdas.

4. Turbinas operando com fluidos orgânicos propiciam layouts compactos e menores, de forma que deve-se prestar atenção ao problema de uma velocidade excessiva durante a expansão.
5. Alguns fluidos orgânicos são inflamáveis, explosivos, ou caros, e considerando a segurança e o fator econômico, deve-se evitar estritamente vazamentos do fluido de trabalho para o ambiente. Desta forma nestas turbinas é geralmente benéfico adotar a vedação dupla-face.

Turbinas axiais de único estágio são comumente utilizadas em sistemas com alta vazão e baixas taxas de pressão. As turbinas radiais de único estágio são adequadas para sistemas com menor fluxo, porém com razão de expansão mais elevada, o que as torna atrativas para aplicação em sistemas ORC. Algumas vantagens para seleção de turbinas radiais são listadas por SAURET e ROWLANDS (2011) :

1. Através de pequenas modificações, turbinas radiais convencionais podem ser otimizadas para diferentes aproveitamentos de diferentes tipos de fontes de calor, em aplicação de ciclo ORC.
2. Permitem suavizar variações sazonais, mantendo níveis elevados de eficiência em condições *off-design* através do uso de palhetas guia na entrada do equipamento.
3. Turbinas radiais são menos sensíveis a imprecisões nos perfis das palhetas, permitindo manter alta eficiência como a diminuição das dimensões do equipamento.
4. Turbinas radiais são mais robustas e menos sensíveis à danos à palheta causada pelo uso de fluidos de elevada massa específica, tanto na condição subcrítica quanto supercrítica.

5. Turbinas radiais são mais fáceis de fabricar em relação às turbinas axiais. A estabilidade dinâmica de rotação no sistema é melhorada devido a uma maior rigidez.

### 3.2.2 Expansor Scroll

Recentemente, expansores *scroll* vêm ganhando maior interesse como os expansores em sistemas de energia em pequena escala por causa de não contar com nenhuma válvula, pelo número reduzido de peças e baixo custo. Uma característica importante na adaptação de um compressor scroll para atuarem como expansores é lubrificar envoltórios de rolagem e mancais.

Assim como todos os dispositivos de deslocamento positivo, o expansor *scroll* possui uma razão volumétrica fixa. A taxa de volume admitido fixa pode acarretar dois tipos de perdas, se a razão específica de volume do sistema não é igual à razão nominal do expansor: perdas sob-expansão e perdas sobre-expansão. Estes dois efeitos podem reduzir consideravelmente a eficiência do processo de expansão, sendo mais comum a sub-expansão.

Como consequência, os expansores volumétricos são geralmente menos adaptados para altas taxas de expansão do que turbomáquinas. Outras fontes de perdas incluem as perdas por atrito, queda de pressão na admissão, vazamento interno e transferência de calor (LEMORT *et al.*, 2009, 2012). Em termos gerais, os expansores à pistão são mais adaptados para aplicação com grande índice de expansão, pois sua geometria é mais apropriada para maior taxa de volume admitido. (QUOILIN, 2011)

Expansor *scroll* pode ser aplicado num sistema de energia de muito pequena escala, potências em uma faixa de 0,1 e 1 kW segundo Peterson *et al.* (ano). O expansor *scroll* transversal é mostrado na Figura 3.4a enquanto Figura 3.4b mostra o ciclo operacional.

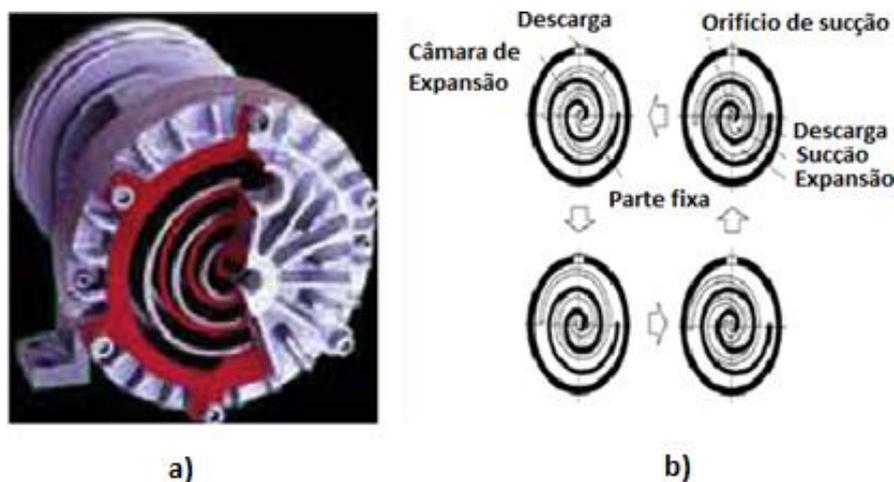


Figura 3.4 a) Expansor Scroll b) Ciclo operacional do Expansor Scroll. (QIU et al., 2011).

Em comparação com os outros dispositivos de expansão de deslocamento positivo, o expansor de *scroll* possui a geometria mais complexa, e podem ser classificados em dois tipos: *compliant* e cinematicamente limitado. *Scroll compliant* requer lubrificação para operar de forma eficiente, sem causar desgaste significativo. Já *scrolls* limitados podem operar sem lubrificação. (WANG et al., 2009a)

Outra vantagem deste dispositivo é que ele não necessita de válvulas de admissão ou de escape, o que reduz o ruído e melhora a durabilidade da unidade e, além disso, o movimento de rotação relativa dos pontos de contato oferece uma menor resistência de atrito ao deslizamento. (WANG et al., 2009a)

### 3.2.3 Expansor Screw

Expansor *screw* (parafuso) é formado por um par de engrenagens helicoidais, sendo um rotor macho e um rotor fêmea, contida num invólucro que os rodeiam com folgas na ordem de 50  $\mu\text{m}$ . Conforme os rotores giram o volume retido entre estes e o invólucro mudam. Esse tipo de equipamento pode ser utilizado como máquina de expansão ou compressão alterando-se apenas o sentido da rotação. A energia é transferida entre o fluido e os eixos do rotor pela pressão sobre os rotores, que muda com o volume do fluido, como mostrado na Figura 3.5 (QIU et al., 2011).

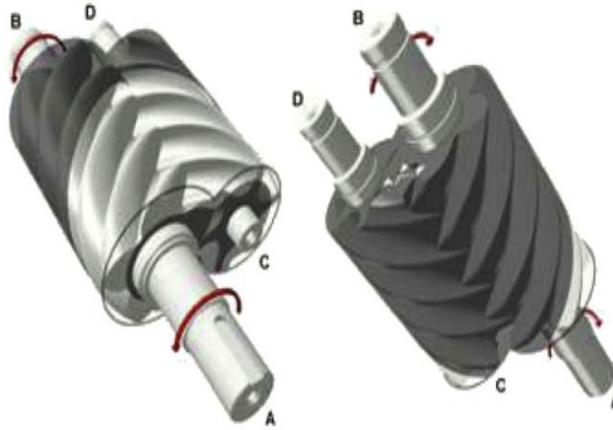


Figura 3.5 Componentes Expansor Screw.  
(QIU et al., 2011).

Expansores *screw* têm sido amplamente utilizados como dispositivos de expansão em ciclos Rankine orgânico, especialmente em fontes geotérmicas e em recuperação de calor.

As velocidades de rotação de expansores *screw* são mais elevadas que as velocidades de operação recomendadas para demais expansores de deslocamento volumétrico. Desta forma caixas de engrenagens de redução de velocidade e equipamentos de controle de velocidade podem ser necessários.

Segundo BAO e ZHAO (2013) expansores *screw* requerem um nível relativamente elevado de tecnologia em sua produção. A lubrificação destes expansores é conseguida principalmente através do emprego de uma mistura do fluido de trabalho e óleo como lubrificante entre os rotores, assim como entre os rotores e a carcaça.

Uma das razões pelas quais os expansores de parafuso em microescala não são amplamente utilizados pode ser devido à dificuldade em selar o fluido de funcionamento orgânico. Para resolver problemas de vedação, são necessárias modificações significativas, e se não for feito corretamente, o rotor fica bloqueado de forma muito fácil (QIU et al., 2011).

A fim de evitar o contato direto, mas também conseguir uma vedação entre os lóbulos de cada rotor em um expansor *screw*, foram desenvolvidos dois métodos de lubrificação para diferentes tipos de dispositivos: o óleo injetado e livre de óleo. O tipo de máquina de óleo injetado possui simples concepção mecânica, baixo custo de fabricação, é altamente eficiente e amplamente utilizado como um compressor. A

máquina livre de óleo separa todo o óleo do fluido de trabalho, impedindo o contato entre os rotores e a engrenagem lubrificada fora da câmara de trabalho.

Os compressores *screw* livres de óleo necessitam de vedações internas contra os rolamentos e paredes da câmara. Estas peças e requisitos adicionais acarretam ao expansor livre de óleo um custo consideravelmente maior que o de óleo injetado. Expansores *screw* dependem de uma alta precisão numericamente controlada para sua montagem de forma a minimizar vazamentos, em especial expansores livres de óleo.

Devido a requisitos rigorosos de vedação, estes dispositivos tendem a funcionar melhor com fluidos orgânicos úmidos. Um sistema operando com fluido de trabalho seco requer selagem mais restrita aumentando o custo do equipamento (BAO; ZHAO, 2013).

### **3.2.4 Expansor de pistão alternativo**

Expansores a pistão de movimento alternativo são amplamente utilizados para a recuperação de calor de gases de escape do motor de combustão interna (WANG et al., 2011). Segundo o estudo anterior realizado por TENG et al. (2006, 2007) indicaram que uso de turbinas a vapor são restritas a aplicações de fluxo constante. Caso contrário, se a adição de calor é variável, a condição de vapor na fase final de expansão não é controlável. (BAO; ZHAO, 2013)

Pistões alternativos são dispositivos complexos que exigem o sincronismo preciso das válvulas de admissão e de escape. Eles também exigem um balanceamento primário e secundário. O balanceamento primário corresponde ao efeito causado por uma massa em rotação sobre o centro do eixo, e o secundário é o efeito de uma massa que gira em torno de um centro que não é concêntrico com o eixo.

Estes dispositivos possuem também grandes perdas por atrito, devido ao número elevado de superfícies que interagem. A principal contribuição é o atrito entre os anéis do pistão e a parede do cilindro. As perdas por atrito em um sistema ORC poderia ser diminuído por dissolução de óleo junto ao fluido de trabalho.

As máquinas alternativas possuem certas desvantagens:

- A confiabilidade é um problema nas máquinas de deslocamento positivo por causa de um maior número de peças em movimento associasse os problemas

inerentes a balanceamento e, no caso de pistões, um sistema de lubrificação para reduzir a fuga localizada no espaço entre as vedações móveis e a voluta.

- Dificuldades de lubrificação, quando operando com vapor como meio de trabalho.
- Alto custo de fabricação.

### **3.2.5 Expansor de palhetas rotativas**

Expansores de palhetas rotativas possuem tolerâncias elevadas para uma vasta gama de qualidades de vapor do fluido de trabalho, e também proporcionar algumas vantagens adicionais, tais como auto-partida sob carga e produção de torque suave. Comparado a outros expansores, o expansor de palhetas rotativas possuem estrutura mais simples, mais fácil fabricação e menor custo, (MUSTHAFAH; YAMADA, 2010).

Tal expansor apresenta curvas de eficiência planas para em relação a uma vasta gama de condições de operação. Além disto, possui como vantagens a operação em baixas rotações (cerca de 300 rpm) podendo ser acoplado ao gerador sem a necessidade de um redutor de velocidades, pode operar com o fluido líquido ou como vapor, necessita mínima manutenção e funcionamento comprovado com fluidos orgânicos de trabalho, (BADR et al., 1985; BAO; ZHAO, 2013).

Segundo BADR et al. (1984), expansores de palhetas possuem baixa vibrações e ruídos e alta taxa de expansão volumétrica, na faixa de 10. Também são capazes de operar com pressões elevadas, (MOHD et al., 2010). Em operação o dispositivo necessita de pequena lubrificação para garantir a minimização do desgaste e aumentar a vedação. Um baixo número de superfícies de contato minimiza as perdas por atrito. Verificou-se que os vazamentos contribuem mais para a perda de desempenho do que o próprio atrito, (YANG et al., 2009; MOHD et al., 2010).

Precisa ser salientado que a velocidade de rotação em um expansor de palhetas é fortemente afetada pela razão de pressão e vazão de fluido na entrada do vapor comprimido. (BAO; ZHAO, 2013)

### 3.2.6 Comparação e seleção dos tipos de expansores

A seleção dos expansores depende fortemente das condições de funcionamento quanto da magnitude de potência requerida. Turbinas são geralmente aplicados em ciclos de energia com potências superiores a 50 kW devido de sua maior eficiência em faixas de potência mais elevada (PETERSON et al., 2008).

Abaixo de 50 kW, o desempenho de turbina diminui até eficiências inaceitáveis. Além disso, expansores de turbinas menores são geralmente muito caros, operam em altas velocidades de rotação, onde a confiabilidade ainda não foi comprovada, e o rendimento da turbina é relativamente baixo (WANG et al., 2009b). Segundo QIU *et al.*, (2011) turbinas para geração em microescala (<10 kW) não estão comercialmente disponíveis.

A Tabela 3.2 apresenta características de operação de diferentes expansores por:

Tabela 3.2 Características expansores.  
Adaptado de (BAO; ZHAO, 2013)

<b>Máquina</b>	<b>Capacidade [kW]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>
Turbina Radial	50-500	8000-80000
Scroll	1-10	<6000
Screw	15-200	<6000
Pistão alternativo	20-100	-
Palhetas	1-10	<6000

SAURET e ROWLANDS (2011) propõem uma análise unidimensional de uma turbina radial, onde cinco fluidos de trabalho de alta densidade foram selecionados para verificação de um ciclo ORC operando com fonte de calor geotérmicas, à temperatura moderada. O design realista de diferentes turbinas radiais- foram concebidos para cada ciclo com base numa análise unidimensional preliminar. Enquanto a saída de potência a partir dos sistemas de líquido variou entre 254 kW para o n-pentano a 338kW para R134a, a eficiência da turbina foi aproximadamente 77%.

A Tabela 3.3 compara os diferentes tipos de expansores por (BAO; ZHAO, 2013):

Tabela 3.3 Comparação entre diferentes expansores.  
Adaptado de (BAO; ZHAO, 2013)

<b>Máquina</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Turbina Radial	Baixo peso, tecnologia madura de manufatura, alta eficiência.	Alto custo, baixa eficiência off-design, restrições na fase líquido-vapor.
Scroll	Alta eficiência, manufatura simples, baixo peso, baixa rotação, tolera fase líquido-vapor.	Baixa capacidade, necessidade de lubrificação e modificações.
Screw	Tolera duas fases, baixa rotação e alta eficiência off-design.	Requer lubrificação, fabricação e selagem complexas.
Pistão alternativo	Alta variação de pressão, manufatura madura, adaptável em condições de trabalho variáveis, tolera fase líquido-vapor.	Peso elevado, problemas com atrito e balanceamento. Baixa confiabilidade.
Palhetas	Tolera duas fases, torque estável, estrutura simples, baixo custo e pouco barulho.	Necessidade de lubrificação e baixa capacidade.

PEI *et al.* (2011) relatam a construção e teste de uma turbina de pequena escala para ciclo ORC. Os resultados da experiência mostram que eficiência isentrópica de 65% para a turbina e uma eficiência termodinâmica do ciclo de 6,8% podem ser obtidos com uma diferença de temperatura de cerca de 70 ° C entre os lados quente e a frio. No geral, a turbina demonstrou um desempenho adequado, operando em condições off-design, o que reforça o seu potencial para aplicação em ORC's de pequena escala.

KANG (2012) apresenta em seu estudo o desenvolvimento experimental de uma turbina radial operando com fluido R245fa. Esta turbina radial acoplado e o gerador de alta velocidade a qual é acoplada, foram desenvolvidos considerando as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho e as condições de ciclo. No estudo, a performance

do ciclo avaliado foi investigada experimentalmente, e os fatores que influenciam seu desempenho são analisados e discutidos. A eficiência térmica máxima do ciclo, a eficiência da turbina, e energia elétrica foram encontrados para ser de 5,22%, 78,7% e 32,7 kW, respectivamente.

MONTENEGRO et al. (2014) apresentam um procedimento de análise em CFD (Computacional Fluid Dynamics) para a previsão e otimização de performances dinâmicas de fluidos de máquinas volumétricas dedicadas à produção de energia dentro de ciclos ORC. A modelagem CFD de máquinas rotativas é uma tarefa bastante desafiadora para executar. Segundo o autor, em particular existem problemas relacionados com o manuseio do movimento de malha, para a geração de malha e para o tratamento do comportamento de gás. Neste estudo os autores focam na descrição de uma estratégia para executar uma simulação do ciclo completo de um expensor de palhetas rotativas trabalhando com um fluido orgânico.

NAJJAR, (2001) avalia diferentes tipos de expansores para o ciclo ORC realizando uma comparação entre estes com o objetivo de recuperar o calor de uma turbina a gás regenerativa de 100 kW. Os autores analisaram a operação com seis diferentes fluidos de trabalho otimizados de forma a maximizar a potência fornecida no ciclo combinado. Turbinas axiais são projetadas para cada caso seguindo procedimentos simplificados de modelos clássicos. Para a faixa de potência avaliada no estudo, tanto expansores scroll quanto expansores de deslocamento positivo são soluções analisadas em detalhes, derivadas de compressores usados em sistemas de refrigeração. O baixo custo destes últimos os tornam uma opção atraente para o caso avaliado.

Na Tabela 3.4 são apresentados estudos recentes que abordam o sistema ORC com perspectiva de análise sobre o tipo de expensor. Estes diferentes trabalhos englobam turbinas de vários tipos e expansores mais utilizados em ciclos Rankine orgânico.

Tabela 3.4 Estudo com diferentes protótipos de expansores.

Adaptado de: (QIU et al., 2011; QUOILIN et al., 2013; BORSUKIEWICZ-GOZDUR, 2013b; BAO; ZHAO, 2013)

<b>Autor</b>	<b>Expansor</b>	<b>Fluido</b>	<b>Eficiência Isentrópica</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>	<b>Razão de pressão</b>
Yamamoto et al. (2001)	Turbina Radial	R-123	48	0,15	17000	-
Nguyen et al. (2001)	Turbina Radial	n-pentano	49,8	1,44	65000	3,45
Yagoub et al. (2006)	Turbina Radial	HFE-301	85	1,50	60000	1,1
Yagoub et al. (2006)	Turbina Radial	n-pentano	40	1,50	60000	1,3
Inoue et al. (2007)	Turbina Radial	TFE	70-85	5-10	15000-30000	4,8
Kang (2012)	Turbina Radial	R245-fa	78,7	32,7	63000	4,11
Pei et al. (2011)	Turbina Radial	R-123	65	1,36	24000	5,2
Li et al. (2012)	Turbina Radial	R-123	68	2,40	40000	6,3
Zanelli e Favrat (1994)	Scroll	R-134a	63-65	1-3,5	2400-3600	2,4 - 4,0
Kane et al. (2003)	Scroll	-	68	6,5	3000	-
Ingley et al. (2005)	Scroll	R-717	18,2	3,5	2000	-
Manolakos et al. (2007)	Scroll	R-134a	10-65	0,35-2	300-390	-
Saitoh et al. (2007)	Scroll	R-113	65	0-0,46	1800-4800	-
Peterson et al. (2008)	Scroll	R-123	45-50	0,14-0,24	600-1400	3,28-3,87
Peterson et al. (2008)	Scroll	R-123	49,9	0,256	1287	3,82
Lemort et al. (2009)	Scroll	R-123	42,5-67	0,4-1,8	1771-2660	2,75-5,4
Lemort et al. (2009)	Scroll	R-245fa	45-71	0,2-2	-	2-5,7

<b>Autor</b>	<b>Expansor</b>	<b>Fluido</b>	<b>Eficiência Isentrópica</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>	<b>Razão de pressão</b>
Mathias <i>et al.</i> (2009)	Scroll	R-245fa	87	1,0	-	2-7,0
Mathias <i>et al.</i> (2009)	Scroll	R-123	67; 81; 83	1,2;1,38;1,35	3670	8,8;5,5;3,1
Wang <i>et al.</i> (2009)	Scroll	R-134a	70-77	0,5-0,8	1015-3670	2,65-4,84
Smith <i>et al.</i> (2000)	Screw	R-113	48-76	6-15,5	1300-3600	2,11
Shuster (2011)	Screw	R-245fa	60	2,2	-	-
Mellotte (2012)	Screw	Solkatherm	60,1	8,6	3000	6,3-10,2
Baek <i>et al.</i> (2005)	Pistão	CO2	10,5	24,35	114	2,1
Zhang <i>et al.</i> (2007)	Pistão	Co2	62	-	306	2,4
Badr <i>et al.</i> (1990)	Palheta rotativa	R-113	55	1,6	-	-
Yang <i>et al.</i> (2009)	Palheta rotativa	CO2	17,8-23	-	300-1500	-
Qiu <i>et al.</i> (2012)	Palheta rotativa	HFE7000	52,8-55,45	1,66-1,72	841-860	2.063-2,095
Mohd <i>et al.</i> (2010)	Palheta rotativa	R245a	43-48	0,0025-0	2200-3000	21,54-24,1
Mathias <i>et al.</i> (2009)	Gerotor	R-123	35,1	1,8	-	3-8,3

QIU *et al.* (2011) reúne uma pesquisa de mercado para expansores, e discute a escolha de expansores, incluindo turbina, para sistemas de cogeração de pequeno porte. Segundo BORSUKIEWICZ-GOZDUR (2013) o acoplamento tradicional da turbina e gerador elétrico, quando aplicado em um sistema ORC, aparece como um ponto crítico ao sistema. Isto devido às dificuldades para vedar o eixo do rotor da turbina que transfere torque para o gerador elétrico.

Na Tabela 3.5 é apresentada uma pesquisa dos fabricantes de módulos do ciclo ORC, reunindo a aplicação de cada um destes, a faixa de potência produzida, a temperatura da fonte térmica esperada para cada aplicação e o tipo de expansor.

Tabela 3.5 Fabricantes ORC

<b>Empresa</b>	<b>Contato</b>	<b>Aplicações</b>	<b>Faixa de Potência [kW]</b>	<b>Fonte Quente [°C]</b>	<b>Tecnologia</b>
ORMAT	<a href="http://www.ormat.com">www.ormat.com</a>	Geo, solar, Rec. calor	200-70000	150-300	Turbina axial duplo estágio
TURBODEN/ Itália	<a href="http://www.turboden.eu">www.turboden.eu</a>	Biomassa, Geo, Rec. calor	200-2000	100-300	Turbina axial duplo estágio
ADORATEC/ MAXXTEC	<a href="http://www.adoratec.com">www.adoratec.com</a>	Biomassa	315-1600	300	Fluido: OMTS
OPCON	<a href="http://www.opcon.se">www.opcon.se</a>	Recuperação de calor	350-800	<200	Turbina Lysholm
GMK	<a href="http://www.gmk.info">www.gmk.info</a>	Geo., Rec. de calor, Biomassa	50-5000	120-350	Turbina Axial multi-estágios
BOSCH KWK	<a href="http://www.bosch-kwk.de">www.bosch-kwk.de</a>	Recuperação de calor	65-325	120-150	Fluido: R245fa
GE CleanCycle	<a href="http://www.ge-distributedpower.com">www.ge-distributedpower.com</a>	Recuperação de calor	125	>121	Turbina Radial um estágio 30,000 rpm
CRYOSTAR	<a href="http://www.cryostar.com">www.cryostar.com</a>	Geo., Rec. de calor	n/a	100-400	Turbina Radial
TRIOGEN	<a href="http://www.triogen.nl">www.triogen.nl</a>	Recuperação de calor	160	>350	Turbo-expansor Radial
ELECTRA-THERM	<a href="http://electratherm.com/">http://electratherm.com/</a>	Solar, Rec. de calor	50	>93	Expansor Screw
INFINITY Turbine	<a href="http://www.infinityturbine.com">www.infinityturbine.com</a>	Rec. de Calor	~250	80-140	Turbina Radial
ENEFTECH	<a href="http://www.eneftech.com">www.eneftech.com</a>	Rec. de Calor	10-30	125-150	Expansor scroll
FREEPOWER	<a href="http://www.freepower.co.uk">www.freepower.co.uk</a>	Solar e Rec. de calor	6	110	Expansor scroll

## Capítulo 4 **Implantação do Sistema ORC numa FPSO**

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. Uma das vantagens do ciclo ORC para esta aplicação é a gama de fluidos de trabalho disponíveis, possibilitando avaliar o melhor aproveitamento para cada perfil específico de temperatura das fontes de calor identificadas no processo.

O desempenho de uma plataforma offshore é geralmente determinado por indicadores relacionados à demanda de energia e ao impacto ambiental da planta de processamento, (SVALHEIM, 2002):

1. Eficiência energética da plataforma, definido como a razão entre a energia utilizada na planta de processamento e a energia exportada para o continente;
2. Intensidade de energia, definida como a razão entre a energia utilizada no local pela energia exportada para o continente;
3. Consumo específico de energia;
4. Emissão específica de CO<sub>2</sub>.

SVALHEIM e KING (2003), enfatizam as limitações destes indicadores: a comparação de diferentes plantas utilizando estes indicadores podem não ter uma representação satisfatória, uma vez que os diferentes poços de exploração apresentam características diferentes.

### **4.1 Tempo de vida dos poços**

Os processos em plataformas FPSO são geralmente projetados para a produção de quase pico de hidrocarbonetos. Desta forma possuem um desempenho inferior no fim da vida de um poço, quando a produção de óleo e gás diminuem e a extração de água aumenta.

Para aumentar a recuperação de petróleo, utiliza-se de injeção de água, injeção de gás e/ou *lifting*. Porém, isto acarreta em um aumento dos impactos ambientais e a intensidade energética consumida no processo, (KLOSTER, 2000; VANNER, 2005).

(NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014)) avaliam a performance de plataformas FPSO em diferentes estágios de exploração dos poços. Estes estágios cobrem três fases representativas da produção: o início da exploração, o pico, e o fim da vida dos poços. A Figura 4.1 representa a comparação dos fluxos produtivos de uma FPSO ao longo de seu ciclo de vida.

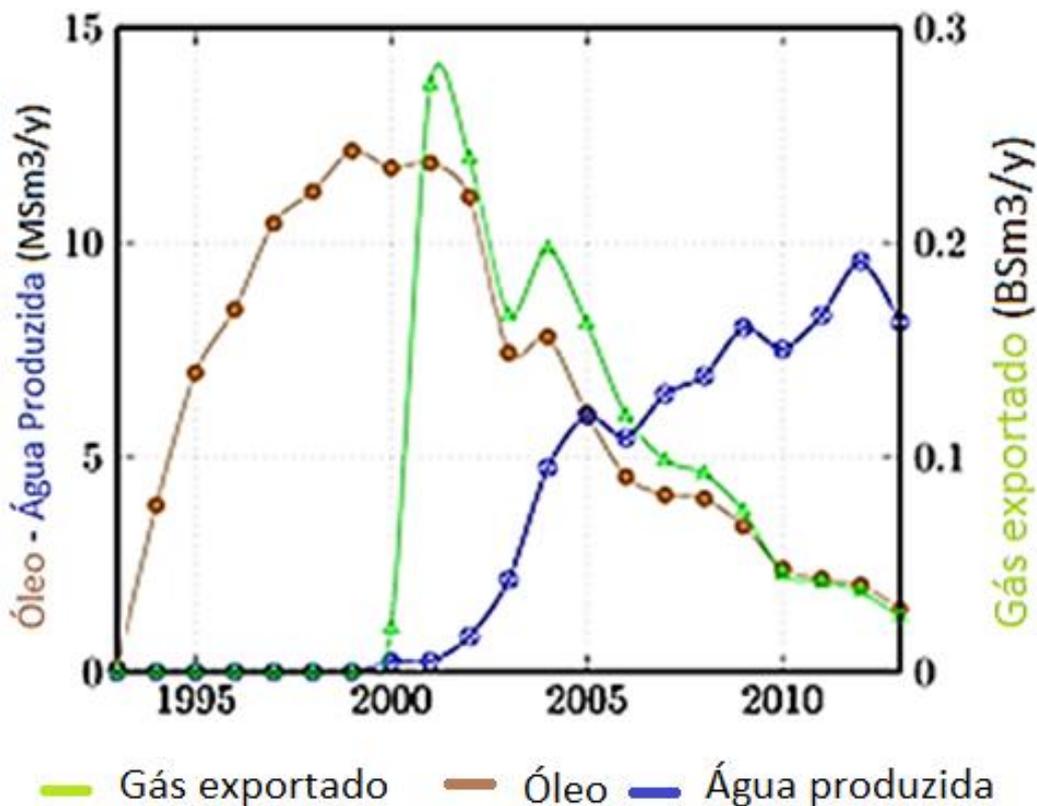


Figura 4.1 Produção de uma FPSO  
Modificado de (FAKTASIDER, 2014)

No primeiro caso, no início da exploração, as taxas de petróleo produzido são altas, enquanto que gás e água são significantes. O segundo caso corresponde ao pico da produção, onde a taxa de petróleo produzido atinge seu ápice. A maioria dos equipamentos em uma plataforma FPSO são projetados para esta condição de operação, onde a demanda de potência e calor são máximas no sistema. No terceiro caso, o poço inicia o período de fim de vida da exploração, onde a taxa de produção de petróleo e gás

diminuem, e o percentual de água no fluxo de exploração é superior a 85% em base molar.

A demanda de calor e por arrefecimento são particularmente sensíveis à variação da taxa de óleo no processo, enquanto que variam moderadamente com a taxa de gás. A redução de 80% da taxa de óleo, entre o início e o fim da exploração dos poços, resultou em uma redução de 80% da demanda de calor, e 40% da demanda de arrefecimento, (NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014) .

## 4.2 Demanda energética em FPSO

Plataformas FPSO são caracterizadas por um grande consumo de energia no processo de extração e tratamento do petróleo e gás. Segundo OLIVEIRA e HOMBEECK (1997), os principais usos da energia nessas plantas ocorre no aquecimento do petróleo antes do processo de separação, na compressão do gás natural e no bombeamento do óleo para o continente.

O potencial energético através das correntes de óleo e gás deve-se em sua quase totalidade pela energia química dos fluxos de materiais. Energia elétrica é consumida nos processos de compressão de gás e bombeamento do óleo, onde grande parte da energia é dissipada junto com a água de arrefecimento. A Planta de Processamento de Gás é o sistema com maior consumo de energia, representando de 44 a 60% da demanda de energia da planta. A maior demanda de energia pelos sistemas de tratamento do gás deve-se aos compressores, (NGUYEN; JACYNO; et al., 2014).

A análise do consumo de energia é representada na Figura 4.2 de acordo com a parcela de demanda de energia das principais operações da plataforma. Dois modos de operação são apresentados nessa análise. No modo de “baixo consumo”, óleo, gás e água são processados na planta, e o óleo é estocado na própria FPSO. No modo de operação “alto consumo”, óleo, gás e água são processados na planta, mas o petróleo é bombeado para o continente, o que resulta em maior consumo de energia elétrica.

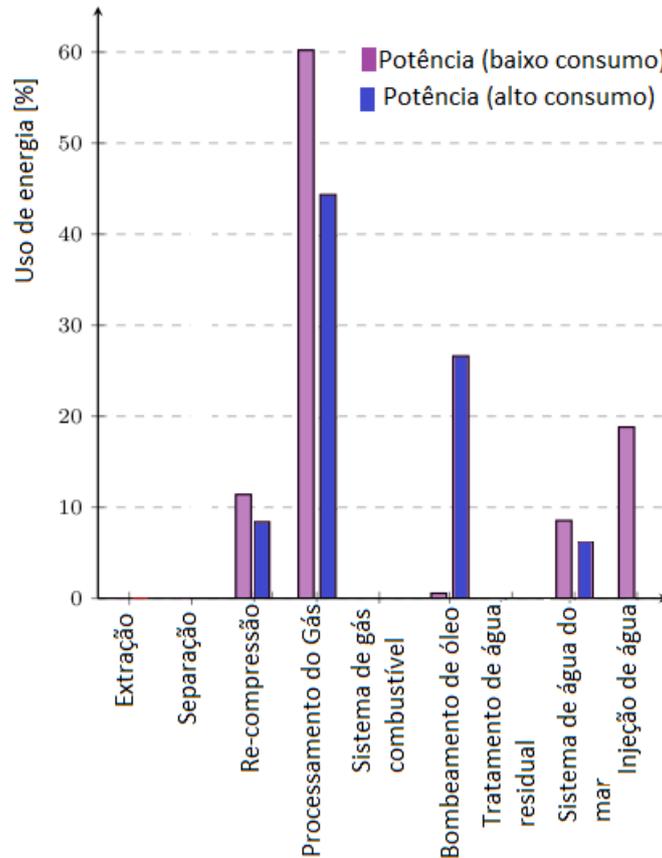


Figura 4.2 Uso final de energia em uma FPSO  
Modificado de (NGUYEN; JACYNO; et al., 2014)

#### 4.2.1 Avaliação exérgica dos processos na FPSO

A energia pode ser transformada em diferentes formas entre um sistema e outro, não sendo criada nem destruída. De forma oposta a exergia não é conservada em processos reais.

NGUYEN e FÜLÖP *et al.* (2014), em uma avaliação exérgica a respeito da operação de uma plataforma de petróleo e gás, revelam que a entrada de exergia no processo deve-se ao potencial dos hidrocarbonetos que compõe o fluxo de entrada da operação, assim como a água do mar, e produtos químicos para tratamento da água. Da mesma forma, a maior parte da exergia no processo, deixa as instalações vinculadas ao óleo exportado para o continente, e com o gás utilizado como *lifting* nos reservatórios.

Resultados demonstram que a maior contribuição de entrada e saída de exergia no processo corresponde à exergia química associada aos hidrocarbonetos: que são separados na planta de processamento, e pequena parte deste consumido como combustível nas turbinas a gás na Unidade de Geração de Potência.

Os compostos hidrocarbonetos não são consumidos (exceto a pequena fração de gases utilizados nas turbinas), sendo apenas separados em separadores ou colunas de destilação. Desta forma, a parte expressiva da exergia em fluxo em uma plataforma não é convertida ou utilizada, proporcionando uma impressão não realista de um alto desempenho termodinâmico do processo. (NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014; NGUYEN; JACYNO; et al., 2014)

A exergia física dos fluxos representa menos de 1% do fluxo total de exergia. Para as correntes que são principalmente, em fase líquida, é dominada principalmente pela parcela térmica. Por outro lado, a exergia física dos fluxos compostos basicamente por gases, é dominado pela parcela de pressão (mecânica),(NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014).

A exergia destruída e perdas exergéticas representam mais de 150% do total de potência consumida no processo em uma FPSO. Estas irreversibilidades termodinâmicas decorrem do uso de válvulas de estrangulamento, ineficiência do processo de compressão e pela transferência de calor entre gases quentes e da água de arrefecimento, com grande diferença de temperatura entre as correntes, (NGUYEN; JACYNO; et al., 2014).

A exergia perdida no sistema de uma planta de processamento consiste em:

- Perdas de exergia contido na água produzida, rejeitadas para o mar;
- Exergia associada a corrente de gás residual (gases queimados e rejeitados);
- Exergia conduzida e não aproveitada com a água de arrefecimento, isto é, o aumento de exergia da água de arrefecimento entre a entrada e saída da estação de processamento.

A Figura 4.3 expõe as taxas das perdas de exergia em uma plataforma. A taxa de exergia perdida  $y_d^*$  é definida como a razão entre a exergia perdida associada a um fluxo específico, e a exergia perdida em todo o sistema. Observa-se que as maiores perdas de exergia estão associadas aos gases de exaustão residuais das turbinas a gás, não aproveitados no sistema de recuperação de calor.

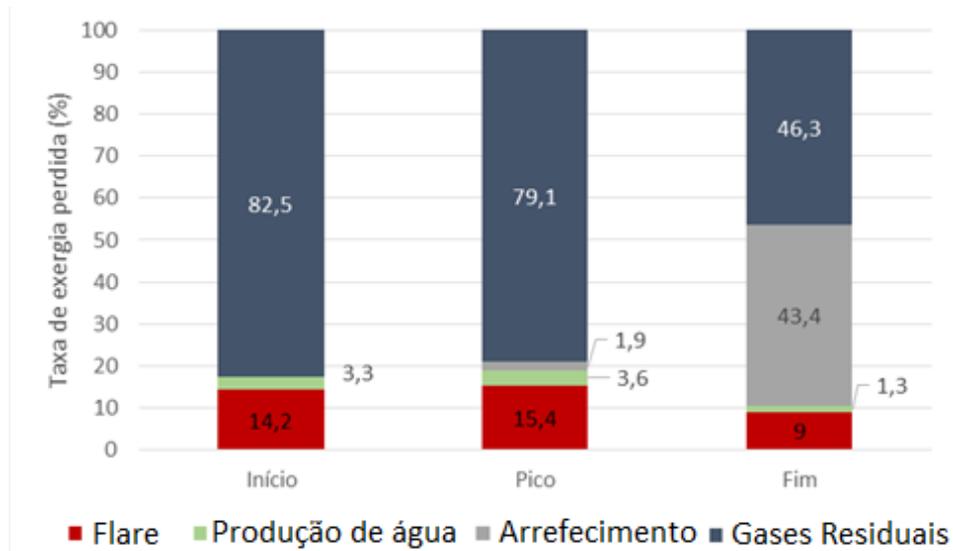


Figura 4.3 Distribuição das perdas de exergia em uma FPSO. Modificado de (NGUYEN; JACYNO; et al., 2014).

A medida que a exploração dos poços se encaminha ao fim de sua vida útil, há uma grande elevação das perdas de exergia nos sistemas de produção de água, devido ao grande aumento de água produzida para injeção nos poços.

A Figura 4.4 aponta os processos e equipamentos responsáveis pelas principais parcelas de exergia destruída em uma planta *offshore*. A maior parte da exergia destruída nos processos de uma FPSO ocorre nas unidades de coleta e separação do óleo cru, e nas unidades de tratamento do gás.

As principais causas de destruição e perdas de exergia deve-se a:

- Câmaras de combustão das turbinas a gás (reações químicas, misturas, atrito e transferência de calor);

A destruição exergia em câmaras de combustão é na maior parte inevitável, uma vez que é causada pelas reações químicas, que são em sua essência processos irreversíveis. A estratégia de geração de energia adotada em plataformas, operando com as turbinas a gás à carga parcial, restringe as possibilidades de otimização da operação do equipamento.

Outras possibilidades de diminuição da exergia destruída nas turbinas a gás seriam diminuir o consumo de eletricidade no processamento de óleo e gás, por estratégias de maior eficiência nessas operações, ou então, operar com menos turbinas, mas em carga mais elevada, se isso for aceitável no que diz respeito à segurança e considerações operacionais.

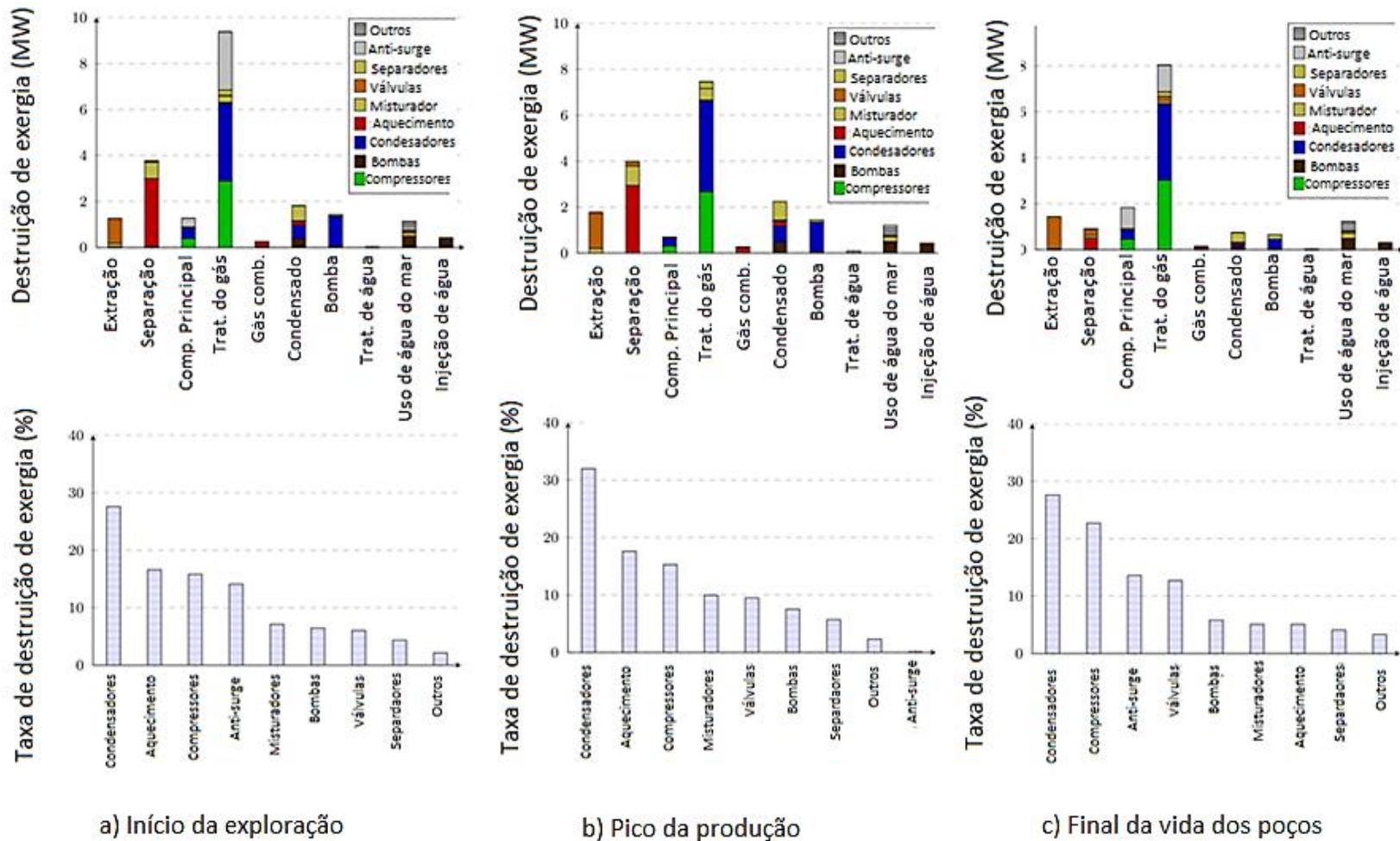


Figura 4.4 Destruição de exergia em uma FPSO a) Início da exploração, b) Pico da produção, c) Final da vida dos poços. [NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014]

- Produção de água para re-injeção:

Este setor representa uma parcela significativa das perdas de exergia somente no fim da vida útil dos poços de exploração, quando se aumenta a necessidade da injeção de água.

A exergia química associada a estes fluxos dificilmente podem ser usados com as tecnologias convencionais, e a exergia física está associada a baixas temperaturas.

- Compressores:

Vários dos processos na Planta de Processamento de Gás estão associados à compressão dos fluxos de gases. Os compressores são os grandes responsáveis pela demanda de potência nestes setores, e a parcela de destruição de exergia vinculadas a estes equipamentos deve-se à baixa eficiência isentrópica destes

- Reciclagem dos gases (medida anti-surge):

A reciclagem dos gases nos fluxos de compressão para que se evite o efeito surge, é responsável por uma parcela considerável de destruição de exergia. Esta medida ocorre principalmente durante a fase inicial e final de exploração de um poço, devido à pequena produção de gás.

Quantidades adicionais de energia são consumidas na compressão desse fluxo reciclado, resultando também em maior destruição de exergia nos trocadores de calor e compressores. A destruição de exergia na planta de processamento de gás poderia ser reduzida pelo uso de outros métodos de controle, ou redimensionando os compressores avaliando um arranjo em paralelo.

Tais medidas podem levar a uma redução do elevado consumo de energia pelos compressores, e proporcionando uma maior exportação de gás e maiores lucros

As maiores fontes de irreversibilidades do processo devem-se aos processos de troca de calor:

- Gases de exaustão não aproveitados pelos sistemas de recuperação de calor (altas perdas de exergia física);
- Processos de arrefecimento na planta (muitos processos com transferência de calor com alto diferencial de temperatura).

Segundo NGUYEN e FÜLÖP *et al.* (2014), os sistemas atuais em plataformas FPSO não permitem a recuperação e utilização eficiente de calor residual do processo.

Esta dissertação de mestrado visa uma melhor utilização do calor residual dos processos produtivos de uma plataforma FPSO avaliando a otimização de diferentes configurações de um ciclo Rankine não convencional.

### 4.3 Potencial de recuperação de calor

Uma das formas mais simples para recuperação de calor nos processos de uma FPSO seria, a troca direta de calor entre as correntes do processo. Porém esta alternativa é limitada por razões operacionais, e seria necessário combinar um sistema alternativo para esta utilidade.

Segundo NGUYEN e JACYNO *et al.* (2014), a utilização de um sistema central para aproveitamento de calor entre as correntes do processo não seria vantajoso segundo uma perspectiva de integração das correntes, isto porque:

- A maioria das demandas de aquecimento nos processos, ocorrem a temperaturas mais elevadas do que a temperatura final do circuito de arrefecimento.
- A maioria das demandas de arrefecimento ocorrem a temperaturas menores que a temperatura do Sistema de Água Aquecida.

Para operacionalidade deste sistema integrado de aproveitamento de calor, trocas de calor intermediárias entre o sistema de utilidades deveriam ser consideradas, incluído seus equipamentos. Por exemplo, para recuperação de calor de um fluxo de gás aquecido, necessitaria uma troca entre essa corrente e o sistema de utilidade (fluxo de água, por exemplo), e para em seguida utilizar o calor em outra operação da plataforma, como o aquecimento do óleo cru, por exemplo. Essa complexidade poderia inviabilizar esse sistema.

Ciclos Rankine orgânicos (ORC) são considerados soluções eficazes para a recuperação de baixa e média temperatura de calor para produção de energia. Dentro do estudo da operação de uma FPSO realizou-se uma análise do potencial de recuperação de calor para reaproveitamento energético. Diante deste objetivo principal, o foco da descrição dos processos nestas estações será nas unidades com maior potencial para geração de eletricidade, pelo reaproveitamento de calor residual.

A utilização de sistemas combinados para recuperação de calor residual através das tecnologias apresentadas neste estudo visa um aumento da eficiência global do

sistema de geração de energia, assim como o aumento da energia elétrica gerada de forma compacta, que é uma necessidade das estações FPSO.

A avaliação de um ciclo ORC para geração de potência por meio da recuperação de calor em FPSO requer um compromisso acentuado com a minoração da área e peso dos componentes.

Neste estudo identificou-se as unidades com maior potencial para geração de eletricidade a partir da recuperação de calor. Desta avaliação considerou-se a recuperação dos gases de exaustão das turbinas a gás na Unidade de Geração de Potência, e o aproveitamento do calor dos fluxos na Planta de Processamento de Gás, principalmente na Unidade de Compressão Principal do Gás e Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub> como maior potencial para recuperação de calor na plataforma.

### **4.3.1 Unidade de Arrefecimento**

A demanda de calor trocado pelo fluxo de água de arrefecimento é satisfeita pelo uso de água do mar processada na própria plataforma. Os condensadores de todas as unidades de processamento na FPSO operam em paralelo, e os fluxos de arrefecimento são misturados, onde trocam calor com água do mar, que é destinada à rejeição para o mar, ou injetada no reservatório. O processo resumido da Unidade de Arrefecimento é demonstrado na Figura 4.5.

Os fluxos de água de arrefecimento operam à uma mesma temperatura nas diferentes unidades produtivas. A temperatura de entrada da água é de 35 °C, e temperatura de saída de 55°C segundo dados de operação da plataforma.

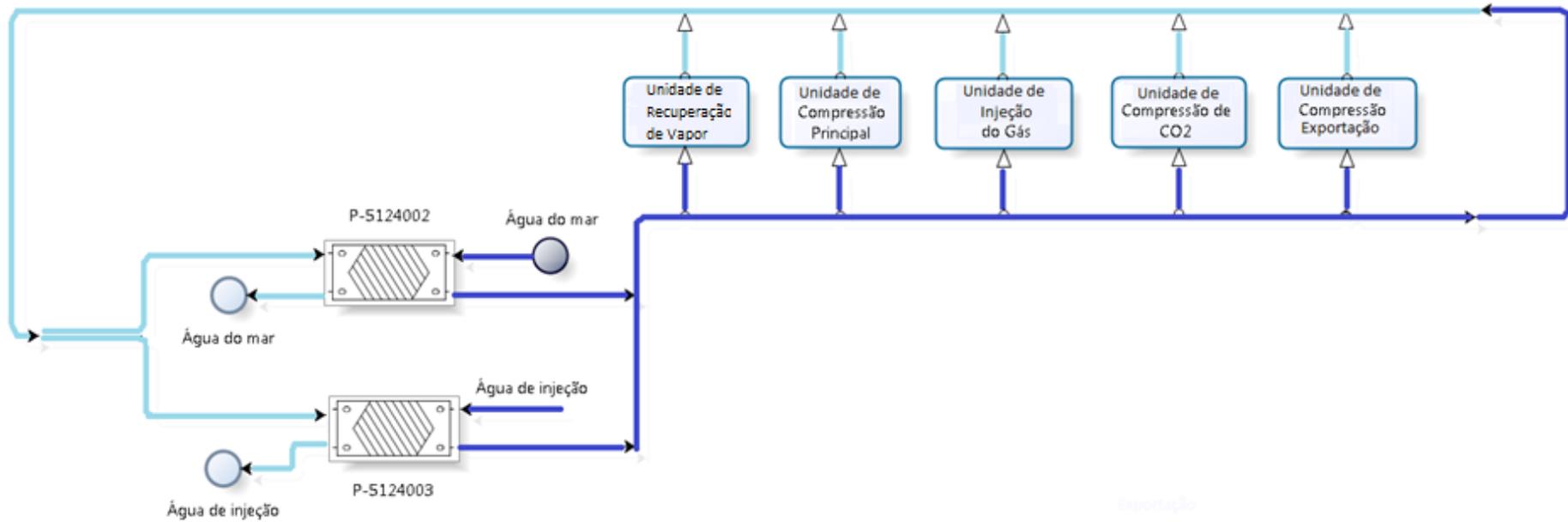


Figura 4.5 Resumo da operação na Unidade de Arrefecimento

As principais unidades produtivas em relação à demanda de arrefecimento, assim como as características dos sistemas de troca de calor nestas unidades são evidenciadas na Tabela 4.1. A capacidade estimada de remoção de calor nos trocadores destes processos é cerca de 42,3 [MW].

Tabela 4.1 Características dos principais fluxos de arrefecimento.

<b>Unidade</b>	<b>Tipo de Trocador</b>	<b>Capacidade [MW]</b>	<b>Vazão Mássica [m3/h]</b>
Recuperação de Vapor	Tubo/Carcaça	4,30	136,21
Injeção do Gás	Circuito impresso	2,40	154,50
Compressão Principal	Circuito impresso	9,90	449,00
Compressão de CO <sub>2</sub>	Circuito impresso	19,20	907,60
Compressão Exportação	Circuito impresso	6,50	222,89

A corrente de gás na Planta de Processamento de Gás, após a Unidade de Separação, tem sua temperatura reduzida de cerca de 85 °C para 40 °C, com intuito de condensar hidrocarbonetos de cadeia média e grandes, na entrada do trocador de calor. Em seguida este condensado é separado em *scrubbers* (lavadores de gases) na Unidade de Recuperação de Vapor.

Os demais usos da água de arrefecimento, se destinam ao resfriamento intermediário e/ou posterior de compressores, em cada uma das unidades evidenciadas. O diferencial de temperatura nestes trocadores é da faixa de 100°C, onde o fluxo de gás tem sua temperatura reduzida da faixa de 140~150 °C para 40 °C.

Estes diferenciais de temperatura expressivos nos trocadores de calor evidenciam a análise anterior a respeito da parcela de exergia expressiva perdida nesses processos.

### **4.3.2 Usos finais de calor**

A maior parte da demanda de calor nos processos de uma plataforma é suprida pelos gases de escape das turbinas a gás. O restante da demanda de calor pode ser satisfeito por aquecimento elétrico. O processo resumido da Unidade de Água Aquecida é demonstrado na Figura 4.6.

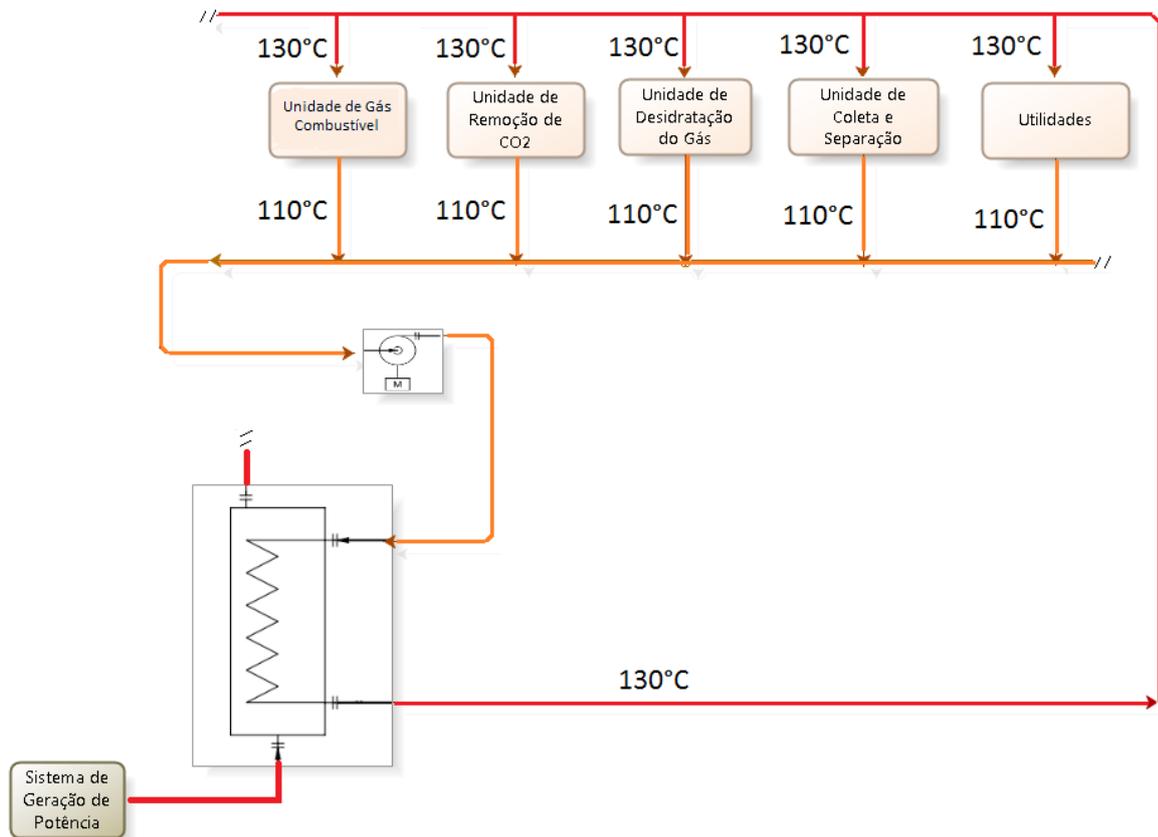


Figura 4.6 Sistema de Água Quente

Os gases de escape da turbina são utilizados para aquecimento do fluido térmico de 100°C até 130°C. O fluxo de gases residual é lançado na atmosfera.

As principais demandas de calor assim como o tipo de equipamento, são evidenciadas na Tabela 4.2. A capacidade estimada de demanda de calor nos trocadores destes processos é cerca de 35,2 [MW].

Tabela 4.2 Características dos principais fluxos térmico.

Unidade	Tipo de Trocador	Capacidade [MW]	Vazão Mássica [m <sup>3</sup> /h]
Gás Combustível	Tubo/Carcaça	2,40	69,75
Remoção de CO <sub>2</sub>	Tubo/Carcaça	0,80	23,25
Desidratação do Gás	Tubo/Carcaça	1,14	33,13
Coleta e Separação	Placa	17,60	1023,60
Utilidades	Tubo/Carcaça	13,30	386,33

### 4.3.3 Sistema de Geração e Distribuição de Energia:

As instalações *offshore* são focadas nas operações do processo de extração e tratamento do petróleo e gás. Desta forma, a geração de energia para fornecimento de eletricidade, calor ou acionamento mecânico, é determinada para se atingir as necessidades energéticas da planta, mas limitada às restrições da FPSO.

Segundo NORD e BOLLAND (2013), a geração de energia em plantas de exploração de petróleo e gás em continentes, é focada em uma operação da usina de forma mais eficiente quanto possível, para uma dada demanda de energia. Em instalações *offshore*, a usina de geração de energia deve se adaptar a tudo o que for necessário para as operações de exploração de óleo e gás. Isto leva muitas vezes a operar em condições *off-design*

O módulo de geração de energia da plataforma avaliada é composto por quatro turbinas a gás de 25 MW cada, sendo três destas operando à carga parcial, enquanto uma das turbinas fica fora de funcionamento, utilizada apenas em emergência. As turbinas a gás que compõem o sistema de geração de potência são alimentadas pelo gás natural produzido na própria plataforma.

Segundo (TORRES, 2014), uma unidade de geração de potência consome cerca de 3,5% de todo o gás gerado e processado na FPSO. O aumento da eficiência energética da planta implicará em menor consumo de gás e redução nas emissões.

A geração de energia deve ser capaz de suprir toda a demanda de eletricidade dos processos principais de produção (bombas, compressores, ventiladores, etc.) assim como as necessidades a bordo da FPSO como sistemas de utilidades, sistemas de controle, ar condicionado, etc. Uma forma de aumentar a eficiência de centrais de geração de energia em plataformas *offshore* é por meio do aproveitamento dos gases de escape das turbinas a gás.

Os gases de escape das turbinas são utilizados no aquecimento do fluido térmico na Unidade de Água Aquecida, como descrito anteriormente, sendo que 90% da demanda de calor dos processos da plataforma são supridas por este meio.

A viabilidade para implantação de uma central a vapor convencional para geração de energia em uma FPSO é inviabilizada pelas limitações de peso e tamanho, condições adversas, além da necessidade do tratamento da água. (NORD; BOLLAND, 2012)

O fluxo de calor residual não aproveitado na unidade de recuperação de calor é descarregado na atmosfera numa faixa de temperatura próximo a 150°C. A recuperação do calor dos gases de escape das turbinas a gás para geração de eletricidade por meio da utilização

de ciclos Rankine não convencionais permite um aumento da rentabilidade econômica assim como aumento da sustentabilidade energética do sistema.

#### 4.3.4 Planta de Processamento de Gás (PPG)

As unidades de processamento de gás (PPG) são setores de grande demanda de eletricidade. Segundo (NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014) a eficiência dos compressores é maior no pico de produção uma vez que são projetados para esta condição de funcionamento. As eficiências dos equipamentos não variam significativamente ao longo do período de operação da FPSO (faixa 5% ao longo do período), uma vez que as taxas de fluxos de gás em suas entradas são ajustadas pela recirculação dos gases. Além disso, as atividades regulares de serviço e manutenção constante dos compressores são direcionadas para eliminar os efeitos negativos de degradação e incrustações.

##### 4.3.4.1 Unidade de Compressão Principal (UCP)

Na Unidade de Compressão Principal (UCP), deve ser avaliado diferentes modos de operação baseados na vazão mássica e concentração do gás, de acordo com as condições distintas do processo na plataforma. Tabela 4.3:

Tabela 4.3 Modos de operação Unidade de Compressão Principal

	<b>Configuração</b>	<b>Vazão [kg/s]</b>
Caso 1	Máximo gás/ Baixo CO <sub>2</sub>	80,09
Caso 2	Máximo gás/ Alto CO <sub>2</sub>	100,21
Caso 3	Mínimo gás/ Baixo CO <sub>2</sub>	35,16
Caso 4	Mínimo gás/ Alto CO <sub>2</sub>	47,53

A concentração molar dos gases, em porcentagem, é apresentada na Tabela 4.4 segundo cada modo de operação.

Na Unidade de Compressão Principal ocorre uma re-compressão dos gases provenientes dos processos de separação anteriores advindos do Processamento Primário e da Unidade de Recuperação de Vapor. O processo real desta unidade foi modelado software comercial ASPEN-HYSYS<sup>®</sup> v.8.6 para avaliação das propriedades do escoamento. A modelagem para este estudo baseou-se no Caso 1 de operação, reportado na Tabela 4.3. A representação do processo, pode ser observada na Figura 4.7.

Tabela 4.4 Composição dos gases.

<b>Componentes</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>
	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
H <sub>2</sub> O	0,5562	0,6232	0,3711	0,3612
CO <sub>2</sub>	2,9909	39,8665	14,9781	60,0081
Metano	76,9367	48,0580	67,9869	32,1387
Etano	9,2106	5,4444	8,0755	3,6210
Propano	5,9823	3,0888	5,1622	2,0470
Outros	4,3233	2,9191	3,4262	1,8240

A corrente de gases da Unidade de Recuperação de Vapor inicia a etapa de re-compressão a uma temperatura elevada (91 °C), devido processo de compressão da etapa anterior, sendo inicialmente direcionado para um trocador de calor tipo carcaça e tubo (Identificação: C-UC1231001A) como mostrado na Figura 4.7. O reaproveitamento de calor perdido neste trocador é desconsiderado devido seu baixo potencial.

Posteriormente no início do processo de re-compressão, a corrente de gás da unidade de recuperação de vapor, junto com o fluxo de gás do processo de separação inicial, passam por um separador (Vaso de Separação de Condensado), onde ocorre separação de fases por diferença de densidade. Nesta unidade os fluxos de gases ainda sofrem dois processos de separação em equipamentos do tipo Scrubber. Os condensados desta unidade são encaminhados para o Sistema de Dreno.

Após a compressão, o fluxo de gases passa por um condensador do tipo Circuito Impresso (Identificação: P-UC1231001A). A temperatura da água de arrefecimento na entrada do trocador de calor é de 35°C, e deixa o equipamento a 55°C. Os dados do fluxo de gás no trocador de calor são descritos na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 Propriedades do fluxo de gás no trocador P-UC1231001.

	<b>Vazão Mássica</b>	<b>Temp. Entrada</b>	<b>Pressão</b>
	<b>[kg/s]</b>	<b>[°C]</b>	<b>[kPa]</b>
Caso 1	61,78	158	8196,1
Caso 2	86,17	155	7018,0
Caso 3	35,11	150	7944,2
Caso 4	47,49	151	7287,7

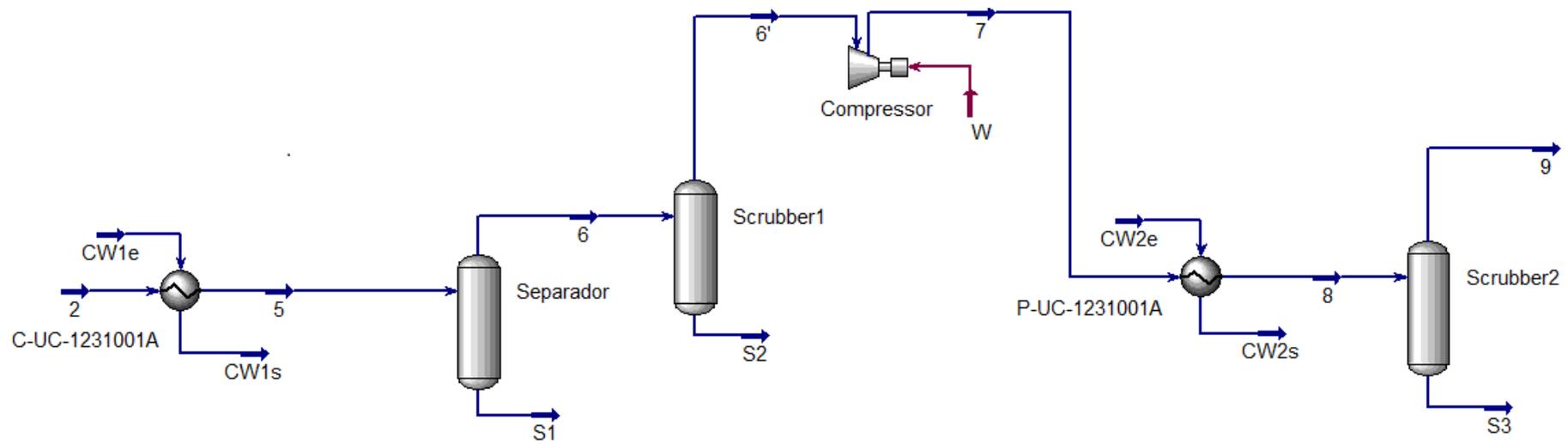


Figura 4.7 Unidade de Compressão Principal

Fonte: Bases de projeto para os FPSOs replicantes (PROJETO BG-18, 2014)

#### 4.3.4.2 Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>

A Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub> apresenta grande potencial para recuperação de calor residual. O processo real desta unidade foi modelado no software ASPEN-HYSYS<sup>®</sup> v.8.6 para avaliação das propriedades do escoamento. A representação do processo, pode ser observado na Figura 4.8

Nesta etapa o CO<sub>2</sub> removido no processamento do óleo e gás sofre quatro estágios de compressão, cada uma das etapas é seguida de trocadores do tipo circuito impresso, e por um separador tipo *scrubber*.

A composição do fluxo de gás nesta unidade é apresentada na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 Fluxo de gás Compressão de CO<sub>2</sub>

Componentes	Composição [%]
H <sub>2</sub> O	0,002
N <sub>2</sub>	0,2034
CO <sub>2</sub>	70,7978
Metano	27,5123
Etano	1,2103
Propano	0,2140
Outros	0,0602

A redução da temperatura entre os estágios tem como objetivo a redução do trabalho consumido no compressor, e a utilização de *scrubbers* entre os estágios garante que não haja material condensado no evaporador. Geralmente não há retenção de condensado nestes separadores, atuando apenas como segurança.

A temperatura da água de arrefecimento na entrada do trocador de calor, como salientado anteriormente, é de 35°C e temperatura final na saída do equipamento de 55°C.

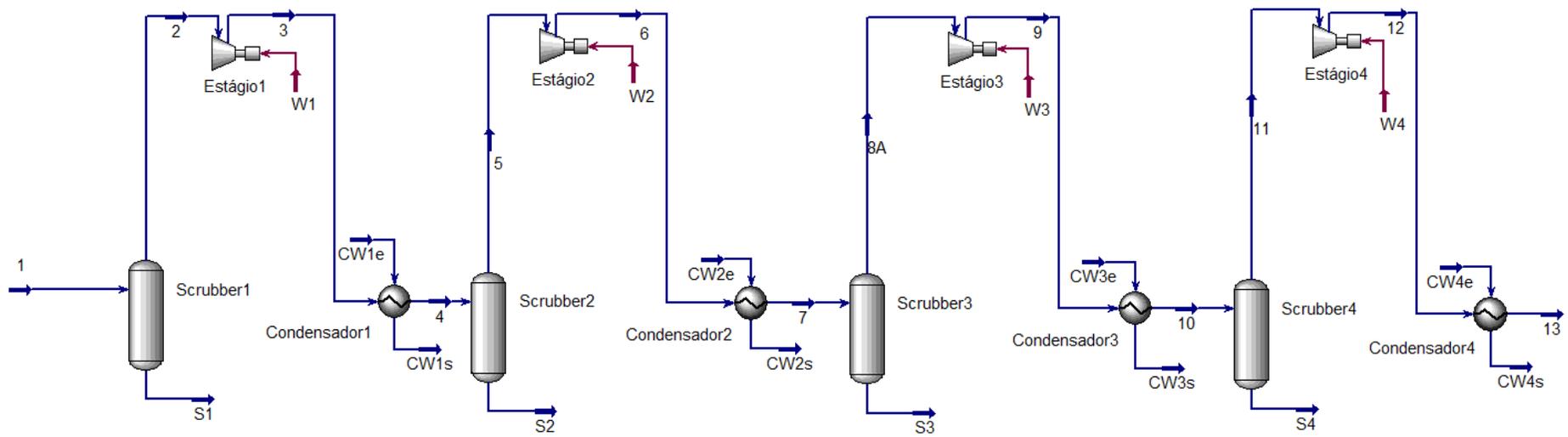


Figura 4.8 Unidade de Compressão de CO2

Fonte: Bases de projeto para os FPSOs replicantes (PROJETO BG-18, 2014)

Os fluxos de gases nos trocadores de calor da unidade, segundo dados reais de operação (PROJETO BG-18, 2014), são descritos na Tabela 4.7 de acordo com a nomenclatura da figura anterior. A vazão mássica dos gases é 55,54 [kg/s].

Tabela 4.7 Trocadores de calor Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>.

<b>Equipamento</b>	<b>Fluxo</b>	<b>Temp. entrada [°C]</b>	<b>Temp. saída [°C]</b>	<b>Pressão [kPa]</b>
Resfriador 1	3-4	142	40	1144,4
Resfriador 2	6-7	144	40	3084,0
Resfriador 3	9-10	145	40	8825,6
Resfriador 4	12-13	135	40	25109,9

## 4.4 Integração do Ciclo ORC

O desenvolvimento deste estudo baseia-se na integração do ciclo ORC para aproveitamento dos gases residuais das turbinas a gás, e para recuperação de calor nos fluxos das unidades de Compressão Principal, e Compressão de CO<sub>2</sub>.

Inicialmente desenvolveu-se um modelo físico dos sistemas de interesse, utilizando o software HYSYS para simulação dos processos de acordo com dados reais de operação, baseados em medições fornecidos pelos operadores da planta. A partir desta simulação, possibilitou-se o cálculo dos fluxos de energia e materiais, para a condição de funcionamento determinada.

### 4.4.1 Integração com Unidade de Geração de Potência

Diversos estudos levam em consideração o uso de ciclo Rankine convencional para geração de potência pela recuperação de calor das turbinas a gás em operação nas FPSO's. A recuperação destas fontes de calor residual em uma FPSO é limitada pela demanda de calor dos processos produtivos da mesma, uma vez que 90% dessa demanda é suprida pelos gases de exaustão das turbinas. No início e no pico da produção, uma grande quantidade de calor é requerida principalmente no processo de separação do óleo, de forma que uma pequena quantidade de calor pode ser aproveitada para geração de potência.

Segundo (NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014), a integração de ciclos ORC em FPSO's é um desafio, pois ao contrário do ciclo Rankine convencional, em que o vapor gerado pode ser utilizado para suprir a demanda de aquecimento dos processos, o mesmo não é possível com o ciclo orgânico.

A implementação de ciclos ORC seriam viáveis quando (NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014):

- A demanda de calor não é excessiva durante toda a exploração do campo, como no caso em que os fluxos dos poços explorados possuem pequena quantidade de hidrocarbonetos pesados ou médios. Outra condição favorável ocorre em poços em que os fluxos entram no processo de separação a uma temperatura elevada, na faixa de 50~60°C, reduzindo a demanda de calor.
- A utilização do ciclo ORC é prevista para operação apenas no fim da vida de exploração dos poços, quando a demanda de calor é reduzida.
- Gases de exaustão da turbina com temperaturas moderadas, o que inviabilizaria a utilização de ciclos Rankine convencionais, nestes casos a utilização de ORC seria mais eficiente.

Diferentes tipos de configurações podem ser avaliados com intuito de maximizar a recuperação de calor:

- O ciclo ORC pode ser integrado para recuperação do calor residual após o sistema de recuperação de calor para o processo, recuperando calor de menor temperatura, o que acarretaria em menor potência produzida, ou maiores vazões de fluido de trabalho.
- A recuperação de calor poderia ser feita antes do sistema de recuperação de calor para o processo. Desta forma, os gases de escape à saída da turbina podem ser divididos, e parte dos gases utilizado como fonte de calor para o ciclo ORC enquanto o restante fica designado para fornecimento de calor para o processo.
- Outra configuração promissora, seria a implementação do ciclo ORC para operação no fim de vida dos poços, quando menor quantidade de calor é requerida nos processos das plataformas.

Um dos problemas da primeira configuração apresentada, seria a acentuada diferença das condições dos gases residuais (após o sistema de recuperação de calor para o processo) ao longo do ciclo de vida de exploração de um poço. Isto acarretaria em um ciclo ORC atuando

em condições muito distintas de seu ponto ótimo de operação, ao longo do início, pico e fim da vida da exploração dos poços.

A integração do ciclo ORC nesta unidade foi avaliada considerando a recuperação dos gases de exaustão de somente uma das turbinas a gás, antes do sistema de recuperação de calor para o processo, de forma que a demanda de calor do processo seja mantida pelos gases de exaustão das demais turbinas.

Os fluidos de trabalho dos ciclos ORC são tipicamente à base de carbono ou hidrogênio, e os gases de escape das turbinas a gás têm elevado teor de oxigênio. Assim, por razões de segurança, um circuito intermediário é colocado entre a ORC e a fonte de calor. (PIEROBON; NGUYEN, T. VAN; et al., 2013)

Desta forma, um trocador intermediário é utilizado, operando com óleo térmico para recuperação dos gases de exaustão da turbina a gás, e este óleo aquecido troca calor com o fluido orgânico de trabalho no evaporador do ciclo ORC. A Figura 4.9 ilustra esta configuração.

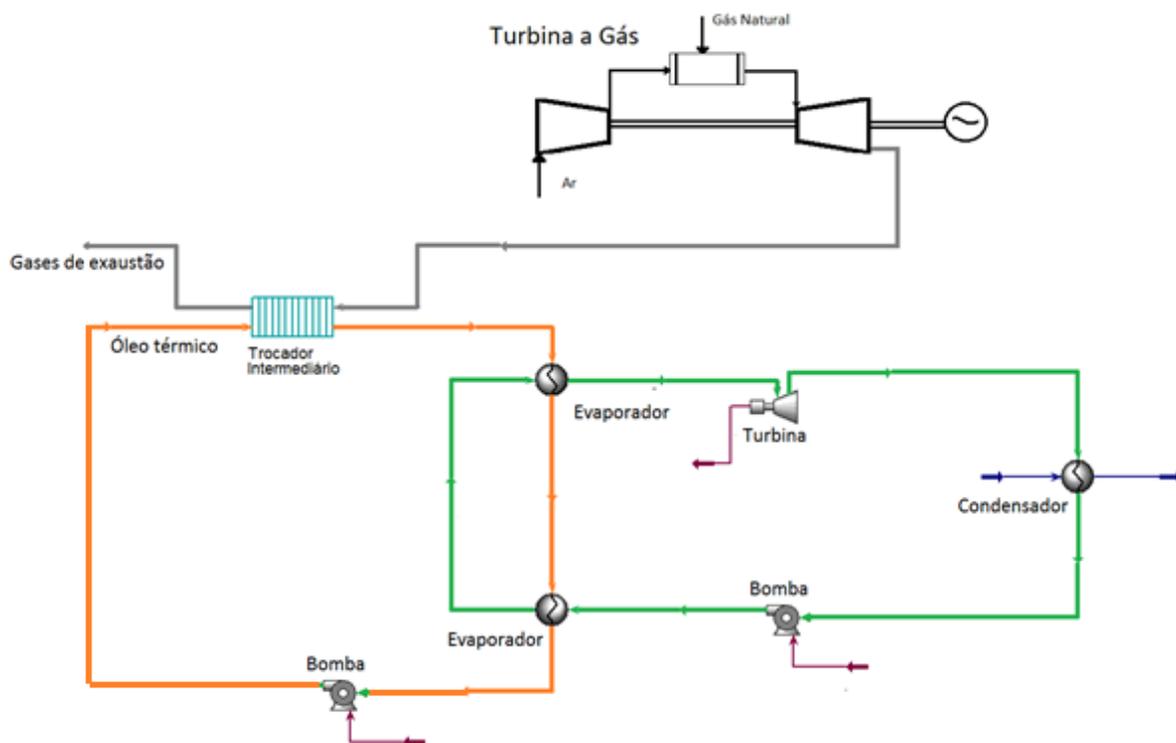


Figura 4.9 Sistema ORC integrado ao Sistema de Geração de Potência

#### **4.4.2 Integração na Planta de Processamento de Gás**

A integração do ciclo ORC para recuperação do calor do fluxo de gás posteriormente ao compressor, na Unidade de Compressão principal, é demonstrado na Figura 4.10.

De maneira semelhante é demonstrado na Figura 4.11 a utilização do ciclo ORC junto à Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>. Nesta última unidade, a compressão ocorre em quatro estágios, sendo que existe um trocador de calor intermediário entre cada uma das etapas. Propôs-se inicialmente a avaliação de quatro ciclos ORC operando na recuperação de calor de cada um dos estágios de compressão.

A metodologia para integração do ciclo ORC será retomada e descrita mais a fundo na seção da Metodologia deste estudo (Capítulo 5), empregando uma modelagem matemática. As oportunidades para recuperação de calor descritas, são simuladas e avaliadas de acordo com modelo a ser descrito na seção seguinte. As interações do sistema ORC com a fonte de calor disponível determinada, são otimizadas visando maior geração de potência e minimização dos equipamentos.

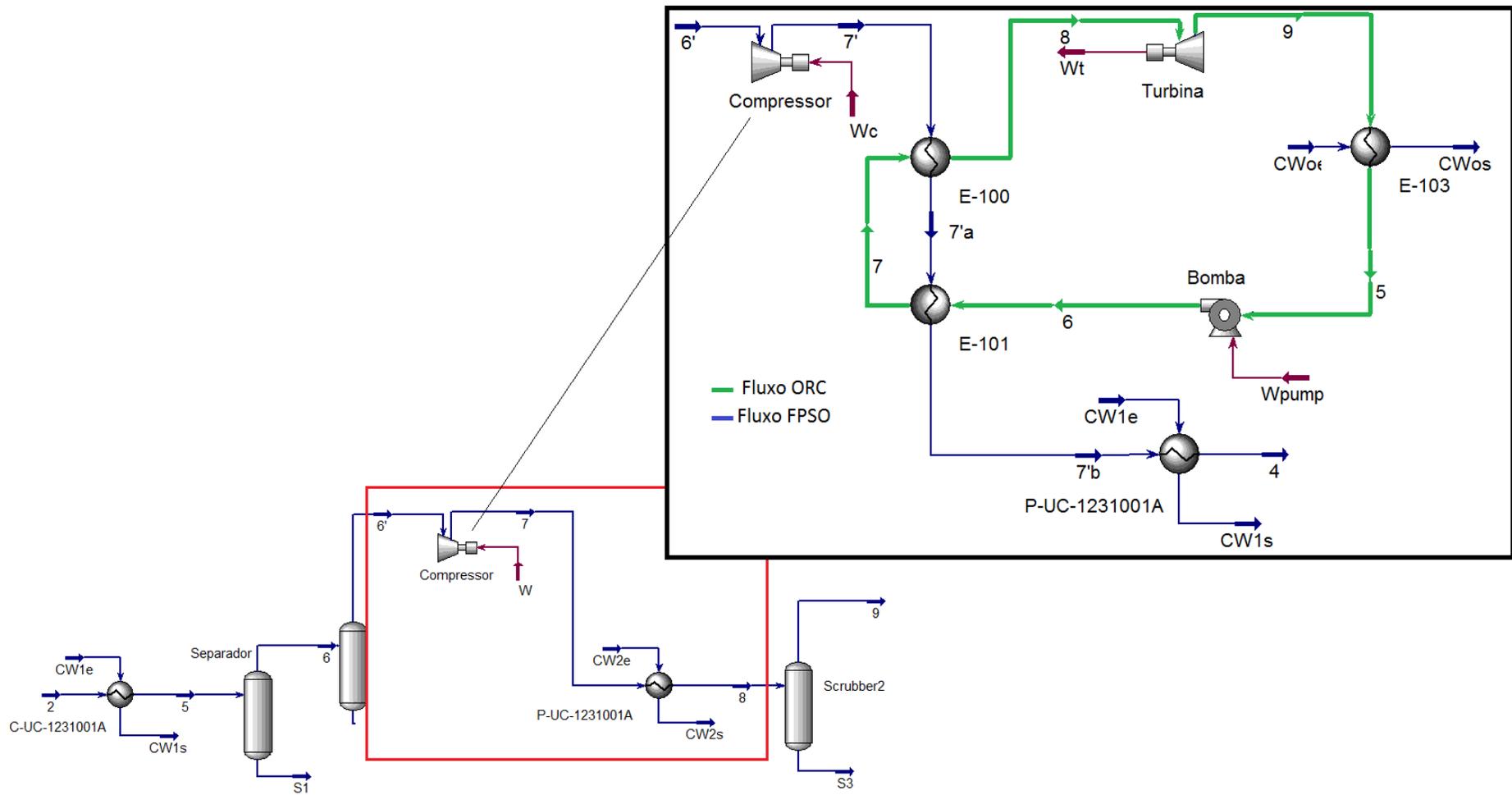


Figura 4.10 Sistema ORC integrado à Unidade de Compressão Principal

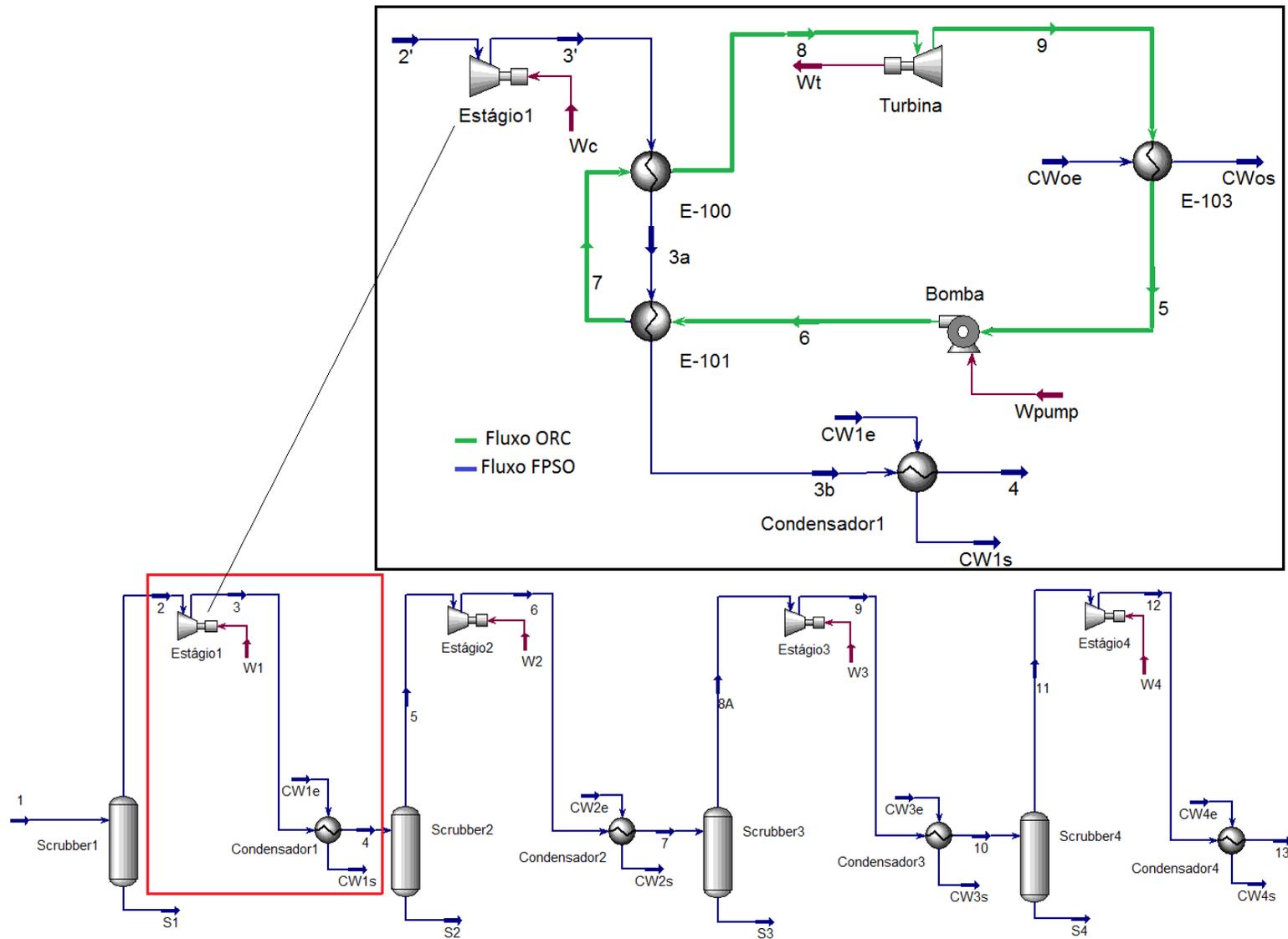


Figura 4.11 Integração ciclo ORC à Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>.

## Capítulo 5 Metodologia

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 do ciclo ORC.

A Termodinâmica fornece relações matemáticas e propriedades termodinâmicas de interesse. Entre estas relações, encontram-se as equações de estado que representam a interação entre a pressão, volume e temperatura (Relações PVT) para caracterizar o comportamento volumétrico de substâncias puras e as relações de Maxwell as quais permitem avaliar as variações de algumas propriedades termodinâmicas como a energia interna (U), entalpia (H) e entropia (S).

Uma programação computacional em MATLAB® desenvolvido por (SOTOMONTE, 2015), baseado em equações cúbicas de estado, balanço de massa e energia, foi utilizado para avaliação das propriedades termodinâmicas e sua aplicação na análise de desempenho em ciclos ORC.

Os processos produtivos da planta de extração e tratamento de petróleo e gás, avaliada nesta dissertação, foram simulados utilizando o software ASPEN-HYSYS® v.8.6. Utilizou-se o 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 (PROJETO BG-18, 2014). As incertezas associadas às equações de estado utilizadas não são consideradas neste estudo.

### 5.1 Avaliação das propriedades termodinâmicas

A 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 ignorados uma vez que dependem fortemente de materiais e detalhes de projeto dos trocadores de calor (processo adiabático);
- Os trocadores de calor operam com fluxo em contracorrente;
- As eficiências isentrópicas da turbina e da bomba são constantes ( $\eta_b = \eta_t = 80\%$ );
- O fluido de trabalho na saída do condensador encontra-se como líquido saturado

O sistema avaliado é um sistema ORC, composto por seus quatro componentes principais: bomba, evaporador, turbina e condensador, como mostrado na Figura 5.1. O fluido de trabalho é líquido saturado no término do processo de condensação (10-5), sendo em seguida comprimido na bomba (5-6). O fluido de trabalho, quando se faz o uso do recuperador de calor interno, recebe calor do fluxo expandido na turbina (9-10, 6-6b) 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 dois trocadores de calor, cujos processos são representado por (6-7 e 7-8). Finalmente o fluido de trabalho é expandido na turbina para geração de trabalho (8-9).

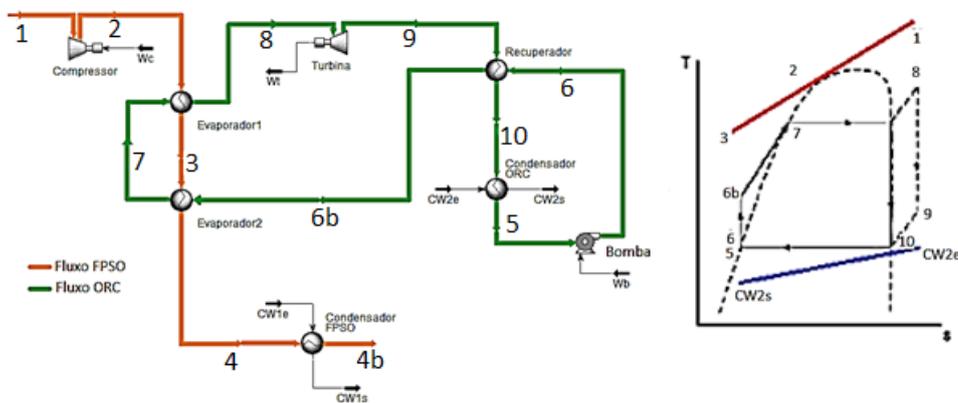


Figura 5.1 Representação do ciclo ORC

### 5.1.1 Fonte de calor

Neste estudo é avaliado a recuperação de calor nos processos de extração e processamento de petróleo da plataforma FPSO analisada. São consideradas diferentes fontes de calor nesta análise.

- Gases residuais de turbinas a gás, na Unidade de Geração de Potência.
- Fluxo de gases do processo de re-compressão, na Unidade de Compressão Principal.
- Fluxo de gases do processo de injeção de CO<sub>2</sub>, na Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>.

O calor fornecido pela fonte de calor é calculado utilizando a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_{evp}(h_e - h_s) \quad (2)$$

A vazão mássica de cada uma das diferentes fontes é conhecida dos dados de medições da operação da FPSO. Os termos  $(h_e - h_s)$  referem à entalpia do fluxo da fonte de calor na entrada e saída do evaporador.

### 5.1.2 Trocadores de calor

- **Evaporador:**

O evaporador é modelado como dois trocadores de calor adiabáticos em contracorrente. Neste equipamento ocorre toda a troca de calor entre o fluxo da fonte de calor e o fluido de trabalho do ciclo ORC.

Como representado na Figura 5.1, a modelagem deste trocador é dividido em duas etapas, apesar de na prática compor um único equipamento. O processo (6-7) refere-se ao pré-aquecimento, onde há um ganho de calor sensível pelo fluido de trabalho até o ponto de saturação, a uma temperatura de evaporação determinada no modelo ( $T_{evp}$ ). Em (7-8) o fluido recebe calor até sua evaporação. A temperatura de superaquecimento (variável do modelo) é que define a condição termodinâmica final do fluido de trabalho.

Um parâmetro importante para o projeto do evaporador, e de seu desempenho é a Diferença Mínima de Temperatura (MTD) entre os fluidos no trocador. O ponto onde ocorre essa MTD, o *pinch point*, depende de dois fatores:

- 1) A pressão e a temperatura do fluido orgânico que deixa o evaporador.
- 2) A temperatura do fluido da fonte térmica na entrada do evaporador.

Neste estudo, a mínima diferença de temperatura terminal e inicial no trocador de calor é de 10K. Já o parâmetro de ponto *pinch* (PP) é uma variável de entrada do modelo termodinâmico no processo de otimização do ciclo.

O diferencial de temperatura terminal ( $\Delta T_i$ ), outro parâmetro a ser analisado representa a diferença entre a temperatura do fluido da fonte térmica na entrada do evaporador e a temperatura do fluido de trabalho na saída do equipamento. Esse diferencial de temperatura no evaporador foi determinado para um máximo de 10K, Figura 5.2.

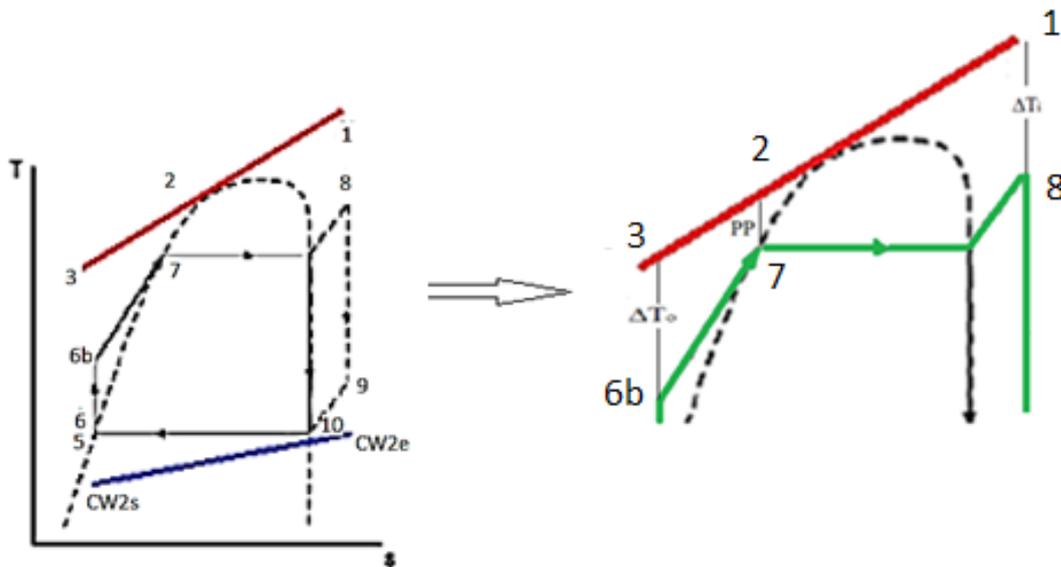


Figura 5.2 Perfil termodinâmico do fluido no evaporador.

O calor transferido pelo evaporador no sistema é calculado por:

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{Q}_{evp1} + \dot{Q}_{evp2} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_{6b}) + \dot{m}_{ORC}(h_8 - h_7) \quad (4)$$

$$\Delta T_0 \geq 5K \quad (5)$$

$$\Delta T_i \geq 10 \quad (6)$$

$$PP_1 \geq 2K \quad (7)$$

- **Condensador:**

De forma semelhante ao evaporador, o condensador é avaliado como um único trocador de calor em contracorrente, em um processo adiabático. A pressão de condensação do ciclo é determinada em função da temperatura de condensação ( $T_5$ ).

Determinou-se uma temperatura de condensação fixa, avaliada em  $40^\circ\text{C}$ , para os diferentes fluidos de trabalho. Tal como no evaporador, o desempenho do condensador é limitado pela temperatura do *pinch point*, avaliado em  $5\text{K}$ .

As condições do fluido de arrefecimento do condensador, seguem as mesmas condições de operação do fluxo de arrefecimento da FPSO estudada. Neste caso o arrefecimento é feito por água nas seguintes condições:

$$T_{CWoe} = 35^\circ\text{C}; T_{CWOs} = 55^\circ\text{C} \quad (8)$$

$$P_{CWoe} = P_{CWOs} = 1 \text{ atm} \quad (9)$$

Assim o calor trocado no condensador é:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{CW2}(h_{CW2s} - h_{CW2e}) = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_{10}) \quad (10)$$

$$\Delta T_0 \geq 5\text{K} \quad (11)$$

$$\Delta T_i \geq 5\text{K} \quad (12)$$

$$PP_1 = 5\text{K} \quad (13)$$

- **Recuperador interno de calor**

Parte da energia do fluxo de exaustão da turbina pode ser recuperada através de um trocador interno de calor com o intuito de fazer um aquecimento preliminar do fluido de trabalho antes de ingressar no evaporador.

Tal como o evaporador e o condensador, as diferenças de temperatura terminal no trocador de calor ( $\Delta T$ ) são limitadas a  $5\text{K}$ , sem necessidade de definir um diferencial de temperatura pinch uma vez que não existe mudança de fase no fluido de trabalho. O desempenho deste equipamento é limitado pela efetividade do trocador de calor que neste caso específico pode ser definida como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} C_{p_{liq}} (T_6 - T_5)}{\dot{m} C_{p_v} (T_2 - T_5)} \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_{ORC} (h_9 - h_3) = \dot{m}_{ORC} (h_{6b} - h_6) \quad (15)$$

### 5.1.3 Turbina

O processo de expansão (8-9) é o estágio onde ocorre a geração de trabalho, sendo a eficiência isentrópica o parâmetro que estabelece o desempenho do equipamento. A potência gerada na turbina pode ser matematicamente expressa por:

$$\eta_{is_t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{is_t}} \quad (16)$$

$$\eta_{is_t} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9is}} \quad (17)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{is_t} \times \eta_t = \dot{m} (h_8 - h_{9s}) \times \eta_{is_t} \quad (18)$$

Sendo ( $h_{9s}$ ) a entalpia do fluido de trabalho na saída da turbina considerando uma expansão isentrópica. A eficiência isentrópica do equipamento definida como 80%.

### 5.1.4 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:

$$\eta_{is_b} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_{is_b}} \quad (19)$$

$$\eta_{is_b} = \frac{h_6 - h_5}{h_6 - h_{5is}} \quad (20)$$

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{W}_{b,ideal}}{\eta_b} = \frac{\dot{m} (h_6 - h_{5s})}{\eta_b} \quad (21)$$

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

### 5.1.5 Rendimento termodinâmico do ciclo ORC

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

O rendimento térmico de um ciclo pode ser indicado por:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_{EVP}} \quad (22)$$

$$\dot{W}_n = \dot{W}_t - \dot{W}_b \quad (23)$$

## 5.2 Avaliação exergética

Exergia de um sistema é a quantidade de trabalho obtida quando o sistema é levado a um estado de equilíbrio sem restrições (isto é, térmica, mecânica e química) com o meio ambiente, por meio de processos reversíveis que envolvem a interação térmica e química unicamente com o ambiente. (KOTAS, 1980)

Segundo conceito de Moran e Shapiro (2000), a exergia pode ser entendida, como o maior trabalho teórico possível entre um sistema de interesse e um sistema apropriadamente idealizado, chamado de estado de referência de exergia, conforme estes interajam até o equilíbrio. O trabalho teórico máximo é obtido quando todos os processos envolvidos são reversíveis.

De maneira oposta à energia, a exergia não é conservada em processos reais. Irreversibilidades internas, presentes em todos processos reais, são responsáveis pela destruição da exergia, e será avaliada neste estudo para o caso das unidades de processamento de óleo e gás.

Na ausência de interações nucleares, magnéticas e elétricas, a exergia associado com o fluxo de matéria é uma função dos componentes de exergia física  $e^{ph}$ , química  $e^{ch}$ , cinética  $e^{kn}$  e potencial  $e^{pt}$  (BEJAN et al., 1996), e é expressa como:

$$e = e^{ph} + e^{ch} + e^{kn} + e^{pt} \quad (24)$$

- Exergia física ( $e^{ph}$ ): devido ao desequilíbrio da temperatura e/ou pressão entre o sistema e o entorno.
- Exergia química ( $e^{ch}$ ): está relacionada com desvios entre a composição química do sistema e as substâncias de referência presentes no ambiente.
- Exergia cinética ( $e^{kn}$ ): devido à velocidade do sistema medida em relação ao meio ambiente.
- Exergia potencial ( $e^{pt}$ ): devido à diferença de altura entre o sistema em relação ao meio ambiente.

Neste estudo, os efeitos cinéticos e potenciais sobre a exergia associada aos fluxos de materiais são considerados negligenciáveis em comparação com as contribuições físicas e químicas.

Os termos de exergia potencial são desprezíveis nos fluidos compressíveis, que são o objeto de estudo deste trabalho. O termo de exergia cinética é importante nos fluxos relacionados com as turbinas, porém pode ser descartado considerando que este termo na saída de um equipamento é aproveitado no seguinte equipamento e não afeta a análise do conjunto do ciclo (Alconchel, 1988).

Segundo estudo de (NGUYEN; FÜLLÖP; et al., 2014), na prática há um consumo de energia na elevação da água e outros fluidos na plataforma, e as diferenças de altura são consideradas nos cálculos das pressões e exergia física. A exergia cinética é destruída nos poços e nos dutos, uma vez que há uma redução da velocidade dos fluxos de óleo e gás para facilitar a separação entre as fases de vapor e líquido.

Da mesma forma, na avaliação exergética de uma planta de exploração de petróleo, NGUYEN e JACYNO *et al.* (2014) afirmam que a estimativa da exergia cinética e potencial em uma planta é prejudicada pela falta de medição destes parâmetros ao longo dos processos, e seus efeitos podem ser desprezados.

**Exergia física:** A exergia física é formada por duas componentes: exergia mecânica ( $E^M$ ) associada à pressão do sistema e exergia térmica ( $E^T$ ) associada à temperatura do sistema:

$$E_{sis}^{ph} = E^M + E^T \quad (25)$$

Segundo Van Wylen e Sonntag (1985) e Moran e Shapiro (2000), no caso particular de um fluxo de massa de um sistema aberto em estado estável, a exergia física para um fluxo de massa pode ser obtida mediante a seguinte expressão:

$$E^{PH} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (26)$$

**Exergia química:** A exergia química é descrita como o trabalho obtido tomando o sistema por meio de sistemas reversíveis, a partir do estado de equilíbrio restrito com o meio ambiente, ao equilíbrio irrestrito com o meio ambiente, (KOTAS, 1980).

Este trabalho máximo é obtido quando a substância em consideração é trazida desde o estado ambiental ao equilíbrio termodinâmico completo com o estado de referência, mediante processos que envolvem transferência de calor (sistemas reativos) e intercâmbio de substâncias com o entorno (sistemas não reativos).

Assim, a exergia química se calcula com a diferença do potencial químico entre os dois estados:

$$E^{CH} = \sum_i n_i [\mu_i - \mu_{i,0}] \quad (27)$$

Em geral, na exergia química, processos químicos e físicos estão envolvidos. O nome exergia química é justificada com o argumento de que, na maioria dos casos, a exergia é principalmente devido à energia liberada como resultado de uma reação química, e também, pelo fato de a magnitude de exergia química ser determinada a partir da condição de equilíbrio químico do sistema com o meio ambiente.

### 5.2.1 Balanço de exergia

A taxa de destruição da exergia, para volumes de controle de qualquer processo que se realize em seu interior, pode ser calculada a partir do balanço de energia, (KOTAS, 1995; BEJAN et al., 1996). Para um volume de controle aberto, em regime permanente, a taxa de destruição da exergia  $\dot{E}_d$  é definida como a diferença entre as taxas de exergia que entram e que saem do sistema:

$$\dot{E}_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (28)$$

$\dot{E}_d \rightarrow$  Taxa de exergia destruída;  $e \rightarrow$  exergia específica

$T_0$  e  $T_j$ : Temperatura ambiente e temperatura na fronteira.

Segundo NGUYEN e JACYNO *et al.* (2014) , as únicas transformações químicas (reações) que ocorrem em uma plataforma de petróleo e gás são as reações de combustão em turbinas a gás, ou seja, no sistema de geração de potência. Os fluxos na saída da câmara de combustão possuem baixo potencial de calor, mas com temperaturas elevadas, comparadas aos fluxos de entrada da turbina a gás, o que ilustra que a maioria da exergia química é transformada em exergia térmica. Nas unidades avaliadas na plataforma, para aplicação deste estudo, como não ocorrem reações químicas, as únicas mudanças na exergia química estão associadas com as operações de mistura e separação.

Tsatsaronis (1993), define que aqueles fluxos que atuam como fontes de exergia se denominam recursos (F) necessários para a fabricação de um determinado produto (P). Pode-se afirmar que todo sistema térmico interage com seu entorno consumindo recursos externos (F) que, posteriormente, são transformados em produtos (P). Além disso, é provável que dentro do sistema existam fluxos cuja utilidade seja nula, estes são considerados como perdas (L). A aplicação destes conceitos é utilizada para aplicação do balanço de exergia nos sistemas da FPSO avaliada.

O principal propósito de uma análise exérgica é estimar o rendimento termodinâmico de um sistema energético e a eficiência dos componentes deste ao quantificar com a maior exatidão a geração de entropia do sistema (KWAK *et al.*, 2003).

A eficiência exérgica do equipamento representa a taxa da exergia consumida no equipamento ( $E_i^P$ ), o produto, pela taxa de exergia disponível no mesmo ( $E_i^R$ ), recurso:

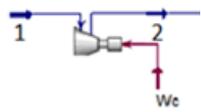
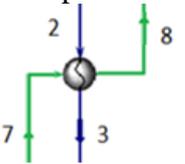
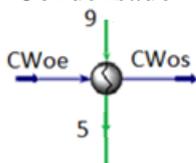
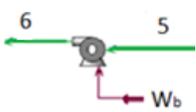
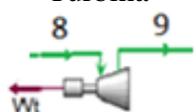
$$\eta_{exg}^i = \frac{E_i^P}{E_i^R} \quad (29)$$

De maneira semelhante, a eficiência total do sistema é representada pela relação entre o total de exergia consumido no sistema avaliado, pelo total da exergia disponível nessa fronteira de análise:

$$\eta_{exg_{tot}} = \frac{E_{tot}^P}{E_{tot}^R} \quad (30)$$

A Tabela 5.1 resume a aplicação do conceito Recurso-Produto para a aplicação do ciclo ORC na recuperação de calor do primeiro estágio de compressão da Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub>. A modelagem exérgica dos sistemas é apresentada de forma completa no Anexo I.

Tabela 5.1 Representação do conceito Recurso-Produto.

Componentes	Recursos	Produtos
<p>Compressor</p> 	$W_c$	$e_2 - e_1$
<p>Evaporador</p> 	$e_2 - e_3$	$e_8 - e_7$
<p>Condensador</p> 	$e_9 - e_5$	$e_{CWos} - e_{CWoe}$
<p>Bomba</p> 	$W_b$	$e_6 - e_5$
<p>Turbina</p> 	$e_8 - e_9$	$W_c$

### 5.3 Otimização

A definição formal da otimização multiobjetivo de um problema, é descrito por VELDHUIZEN e LAMONT (1999) :

Em termos matemáticos, a otimização multiobjetivo 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  $S$ . Ou, em geral,

Minimizar

$$f(x) = (f_1(x), \dots, f_m(x)) \quad (31)$$

Sujeito a:

$$g_i(x) \leq 0, \quad i = 1, \dots, q, \quad x \in S \quad (32)$$

Um problema multiobjetivo consiste assim em “n” variáveis, “q” restrições e “m” objetivos, em que qualquer uma, ou todas as funções objetivos podem ser lineares ou não lineares. A função de avaliação do problema multiobjetivo  $F: S \rightarrow F$ , mapeia as variáveis de decisões para os vetores. (LEYLAND, 2002)

Assim, dado um problema de otimização com “n” parâmetros, visa-se encontrar uma forma, ou de preferência uma série de maneiras, de como ajustar os parâmetros “x” tais que os valores das funções objetivos sejam aceitáveis, ou tão bons quanto possíveis, ou em algum sentido, ótimos. Se apenas uma solução é encontrada para um problema multiobjetivo, e seu desempenho é considerado aceitável, então os critérios foram cumpridos. Idealmente, no entanto, uma série de soluções são encontradas, e estas irão ilustrar o equilíbrio entre os objetivos, (AKATSUKA, 2001).

Segundo (LEYLAND, 2002) a curva de equilíbrio, pode ser entendida como o resultado ideal de uma otimização multiobjetivo, e as ferramentas para sua determinação são estudadas há anos. O “Ótimo de Pareto”, apresentado em PARETO (1896), fornece um significado preciso para “curva de equilíbrio ideal”, permitindo uma definição de otimização para um problema 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. 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)

Nesta dissertação adotou-se a metodologia de Pareto para a determinação dos resultados ideais do problema multiobjetivo em questão. A avaliação dos resultados é baseada em uma série de restrições, implícitas no modelo termodinâmico, que penalizam as soluções, a fim de remover os resultados termodinamicamente inconsistentes.

O propósito deste estudo é realizar uma otimização do aproveitamento de calor das fontes avaliadas, utilizando o ciclo ORC. Realizou-se uma otimização multiobjetivo utilizando o software comercial ModeFrontier®, modelado pelos algoritmos de otimização do próprio software. As funções objetivos de interesse para este estudo foram definidas como: potência líquida do ciclo ORC, área dos trocadores de calor do ciclo.

As variáveis ponto *pinch*, superaquecimento, pressão de vaporização e efetividade, são selecionadas como condições de entrada para combinação dos parâmetros na simulação multiobjetivo. A determinação destas variáveis possui influência direta e de mesma orientação sobre a variação de entalpia da turbina, a vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo e calor adicionado ou rejeitado pelos trocadores de calor do ciclo ORC, que determinarão a performance do ciclo.

A avaliação paramétrica para melhor aproveitamento do ciclo ORC é o objeto de estudo de diversos autores como em (ROY et al., 2010; SHENGJUN et al., 2011; XI et al., 2013). Nota-se da avaliação da literatura que existe uma grande divergência entre os autores em relação à forma que a variação destes parâmetros afetam a performance do ciclo ORC. Dentro desta perspectiva, não é objetivo desta dissertação aprofundar a respeito do grau de influência de cada variável sobre a otimização do ciclo ORC.

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. A distribuição fatorial dos parâmetros é mostrada na tabela.

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.

Variável	Níveis
Ponto <i>pinch</i>	5
Superaquecimento	4
Pressão de Vaporização	4
Efetividade	3
População inicial	240

Na otimização das fontes avaliadas, considerou-se duzentas gerações, o que resulta em 48000 combinações dos parâmetros. Foram avaliados trinta e um fluidos de trabalho entre secos, úmidos ou isentrópicos, com a possibilidade de superaquecimento e uso de recuperador de calor quando termodinamicamente possível. A características destes fluidos são apresentadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 Propriedades dos fluidos orgânicos selecionados

<b>Fluido</b>	<b>Tc (C)</b>	<b>Pc (kPa)</b>	
Tolueno (C7H8)	318,65	4106	Seco
Etilbenzeno (C8H10)	344,05	3606	Seco
Propilbenzeno (C9H12)	365,17	3200	Seco
Dimetilbenzeno (C8H10)	343,08	3511	Seco
Octametiltrisiloxano (MDM)	290,94	1415	Seco
Decametiltetrasiloxano (MD2M)	326,25	1227	Seco
Dodecametilpentasiloxano (MD3M)	355,21	945	Seco
Isobutano	134,9	3648	Seco
Isopentano	187,28	3381	Seco
n-Butano	146,38	4023	Seco
n-Pentano	191,63	3529	Seco
R-134a	101,06	4059	Isentrópico
R-290	96,67	4242	Isentrópico
R-142b	137,1	4120	Isentrópico
R-1270	92,44	4664	Úmido
R-40	143,1	6700	Úmido
Hexametildisiloxano (MM)	245,6	1939,39	Seco
Tetradecametilhexasiloxano (MD4M)	380,05	877,47	Seco
Octametilciclotetrasiloxano (D4)	313,35	1332	Seco
Decametilciclopentasiloxano (D5)	346	1160,46	Seco
Triclorofluorometane (R11)	197,96	4408	Isentrópico
Diclorodifluorometane (R12)	111,97	4124	Úmido
R-216ca	175,9	2570	Seco
1,2-Diclorotetrafluoroetano (R114)	145,4	3300	Seco
1,1-Dicloro-1-fluoroetano (R141b)	205,7	4340	Isentrópico
1,1-Difluoroetano (R152a)	113,26	4444	Úmido
1-Cloro-1,1-difluoroetano (R142b)	137,1	4121	Isentrópico
n-Hexano	234,7	3032	Seco
n-Heptano	267	2737	Seco
n-octano	295,4	2497	Seco
Clorodifluorometano (R22)	96,05	4975	Úmido

## **5.4 Modelagem da integração do ciclo ORC**

Estudos como (PINDER, 2001; NGUYEN; FÜLÖP; et al., 2014; NGUYEN; TOCK; et al., 2014), em que acompanham o comportamento da exploração de uma plataforma FPSO ao longo de toda vida útil dos poços de exploração, são essenciais para uma avaliação mais adequada a respeito da recuperação de calor na plataforma. Isto deve-se ao fato do comportamento não homogêneo dos processos da plataforma, devido as diferenças dos fluxos produtivos ao longo dos anos de exploração e das características dos hidrocarbonetos nos diferentes poços explorados, como evidenciado anteriormente.

Porém, o grande diferencial para aplicação de ciclos ORC em plataformas FPSO deve-se à limitação de espaço e peso. Neste caso, a utilização de ciclos Rankine convencionais torna-se um grande desafio, e os ciclos ORC apontam como opção mais apropriada, uma vez que seus equipamentos possuem dimensões reduzidas.

O maior potencial para recuperação de calor na plataforma encontra-se no calor residual das turbinas a gás, porém outra opção identificada é o aproveitamento do calor de fontes com baixo potencial térmico, a menores temperaturas, nas unidades de processamento do gás natural.

### **5.4.1 Recuperação de calor de turbinas a gás (RCTG)**

Neste estudo avaliou-se a recuperação de calor de uma turbina a gás SIEMENS SGT-600. Os módulos deste modelo de turbina possuem aplicação consolidada em FPSO's. O módulo é projetado para localizar no convés da FPSO, sendo composto por duas a quatro unidades de turbinas a gás, adequados para os requisitos impostos em uma unidade FPSO.

O módulo permite tanto geração elétrica quanto mecânica, baseado em condições da DNV-OSS-102 "Regras para classificação de FPSO". O design do módulo é compatível com os requisitos para instalação compacta em plataformas e atende às especificações de segurança, saúde e meio ambiente. A Figura 5.3 representa um módulo individual e seus componentes, de uma turbina SGT-600.



- |                                  |                                   |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1- Entrada do ar para combustão  | 6- Motor central                  |
| 2- Entrada de ar para compressão | 7- Caixa de redução de velocidade |
| 3- Sistema de Lubrificação       | 8- Gerador                        |
| 4- Exaustão da combustão         |                                   |
| 5- Saída do ar comprimido        |                                   |

Figura 5.3 Turbina a gás SGT-600

Como apresentado anteriormente neste estudo, a operação das turbinas a gás ocorre a cargas parciais, divididas entre várias turbinas, por questões de confiabilidade e de modo a evitar quedas de energia. Segundo especificações de operação da plataforma avaliada neste estudo, a turbina para esta avaliação opera a cerca de 50% de sua carga, o que resulta em uma potência de 12,60 MW..

A Tabela 5.3 demonstra os resultados desta avaliação, onde é comparado os dados de operação da turbina fornecidos pelo fabricante, com as condições de operação semelhantes no GateCycle (Caso A). O Caso B refere-se à operação da turbina em 50% de sua carga total.

Tabela 5.3 Avaliação da modelagem da turbina a gás.

Parâmetros	Fabricante	GateCycle [Caso A]	GateCycle [Caso B]
------------	------------	--------------------	--------------------

Potência produzida [MW]	24,8	24,80	12,59
Potência mecânica [MW]	25,4	25,18	12,79
Eficiência global [%]	34,2	33,85	28,32
Vazão mássica exaustão [kg/s]	80,4	78,82	78,18
Temperatura gases exaustão [°C]	543	565,38	394,76

O combustível das turbinas a gás é o mesmo disponível na plataforma, conforme a operação in-loco. A composição dos fluxos de gases na modelagem do processo de operação da turbina avaliada é apresentada na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 Composição dos gases.

<b>Composição</b>	<b>Combustível [%Molar]</b>	<b>Ar admitido [%Molar]</b>	<b>Gases de exaustão [%Molar]</b>
Oxigênio (O <sub>2</sub> )	-	20,66	16,23
Nitrogênio (N <sub>2</sub> )	0,56	77,00	75,53
Água (H <sub>2</sub> O)	-	-	5,10
Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	3,0	0,03	2,24
Argônio (Ar)	-	0,92	0,90
Metano (CH <sub>4</sub> )	75,66	-	-
Etano (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	10,97	-	-
Propano (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	6,65	-	-
n-Butano (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	1,55	-	-
n-Pentano (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	0,31	-	-
n-Hexano (C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> )	0,08	-	-
n-Heptano (C <sub>7</sub> H <sub>16</sub> )	0,02	-	-
n-Octano (C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> )	0,0036	-	-

Por motivos de segurança, a recuperação dos gases de exaustão é realizada utilizando óleo térmico em um trocador intermediário. O óleo térmico selecionado para esta operação foi o composto comercial Tetradecametilpentasiloxano (C<sub>14</sub>H<sub>42</sub>O<sub>5</sub>Si<sub>6</sub>). Considerou-se para esta avaliação, que o trocador intermediário opera como um sistema adiabático.

A temperatura terminal dos gases de residuais da turbina, após a troca de calor com o trocador intermediário, é limitada em 140°C, seguindo a proposição de PIEROBON *et al.* (2012). Esta medida tem como objetivo prevenir a condensação de compostos corrosivos.

## 5.4.2 Planta de Processamento de Gás

O desenvolvimento do modelo termodinâmico da recuperação de calor nas etapas produtivas na planta de Processamento de Gás está focado na caracterização da fonte de calor residual nestes processos, em função de sua composição química, temperatura e vazão molar.

As propriedades dos fluxos identificados como potenciais fonte de calor para aproveitamento pelo ciclo ORC foram descritas no Capítulo 4 deste estudo. A modelagem para integração destas fontes ao ciclo ORC, consiste na determinação do calor disponível em cada uma destas. A representação da fonte de calor é determinada a partir da reprodução do processo real no software HYSYS, levando em conta dados de operação da plataforma fornecidos em (PROJETO BG-18, 2014).

O calor disponível entre as fontes, é o calor retirado nos condensadores da FPSO após cada estágio de compressão, nas unidades de Compressão Principal e Compressão de CO<sub>2</sub>, Figura 5.4. A temperatura dos fluxos de gás após cada um desses trocadores de calor é 40 °C.

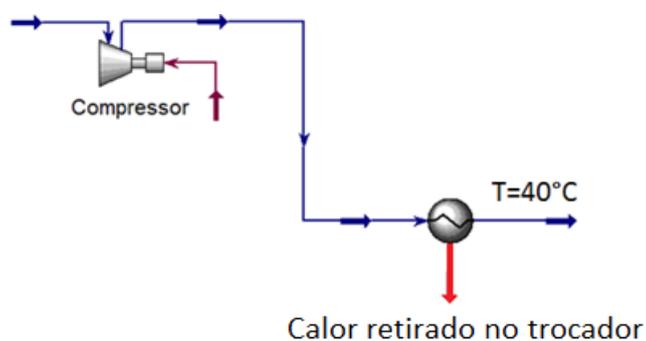


Figura 5.4 Modelagem das fontes de calor de baixa temperatura.

O calor disponível total, determinado a partir da representação de cada uma das fontes de calor nessa análise é apresentado na Tabela 5.5

Tabela 5.5 Características dos fluxos de gás.

Condensador	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]
1° Estágio compressão CO <sub>2</sub>	142	1144,4	55,54
2° Estágio compressão CO <sub>2</sub>	144	3133,8	55,54

3° Estágio compressão CO2	145	8825,6	55,54
4° Estágio compressão CO2	135	25109,9	55,54
Unidade de Compressão Principal	158	8196,1	61,78

A modelagem das fontes de calor permite o equacionamento destas para integração ao modelo de análise termodinâmica do ciclo ORC. A mensuração do calor disponível a partir do fluxo de gás da Unidade de Compressão Principal, e Compressão de CO<sub>2</sub>, é representada na Figura 5.5. Na Figura 5.5 é demonstrado a quantidade de calor fornecido ao ciclo ORC pela fonte de calor, em relação à temperatura do fluxo desta na saída do trocador de calor.

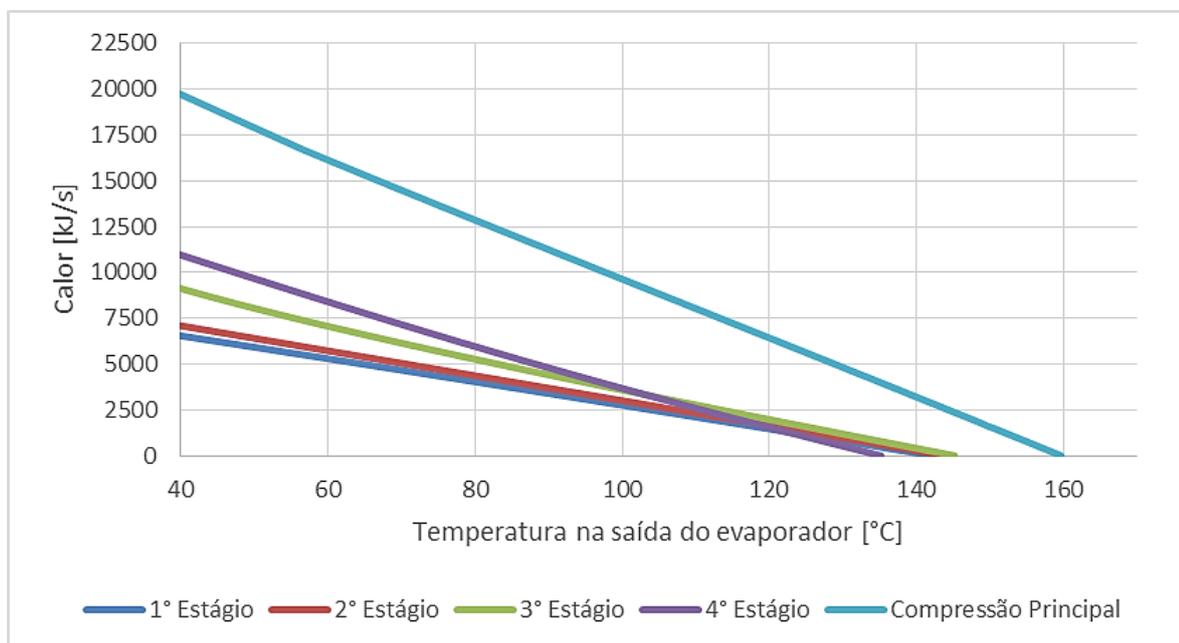


Figura 5.5 Caracterização da fonte de calor na compressão de CO<sub>2</sub>.

## Capítulo 6 Resultados

A definição da melhor configuração do ciclo ORC integrado a fontes residuais de calor em uma FPSO não é um processo inteligível. A avaliação paramétrica não é suficiente para uma análise satisfatória do desempenho termodinâmico do sistema, uma vez que a implementação do ciclo ORC para aplicação em FPSO, leva em conta objetivos conflitantes: a majoração da geração de potência e a minoração da área.

A otimização multiobjetivo proposta nesta dissertação visa uma melhor configuração do ciclo ORC avaliando as funções objetivos independentemente. Neste aspecto, o processo de otimização avalia diferentes combinações dos parâmetros de projeto do ciclo (fluido de trabalho, ponto *pinch*, superaquecimento, pressão de vaporização e efetividade), permitindo investigar como estas variáveis de decisão influenciam o desempenho termodinâmico do ciclo.

As Figura 6.1 e Figura 6.2 demonstram as distribuições de resultados da simulação do ciclo ORC na recuperação de calor da turbina a gás e do processo de compressão na Unidade de Compressão Principal (UCP), avaliando as funções objetivos da simulação: Potência líquida produzida pelo sistema ORC ( $W_n$  [kW]), e área total dos trocadores de calor (AT [m<sup>2</sup>]). A potência líquida apresentada nos resultados representa a potência da turbina descontando o consumo de energia da bomba, operando no ciclo ORC.

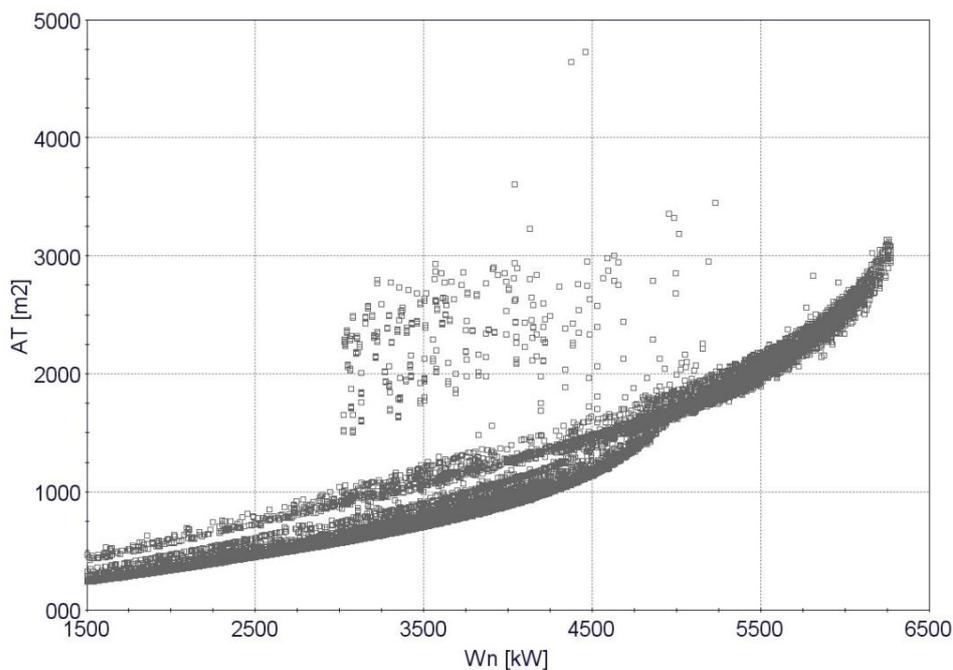


Figura 6.1 Distribuição de resultados recuperação de calor da turbina a gás.

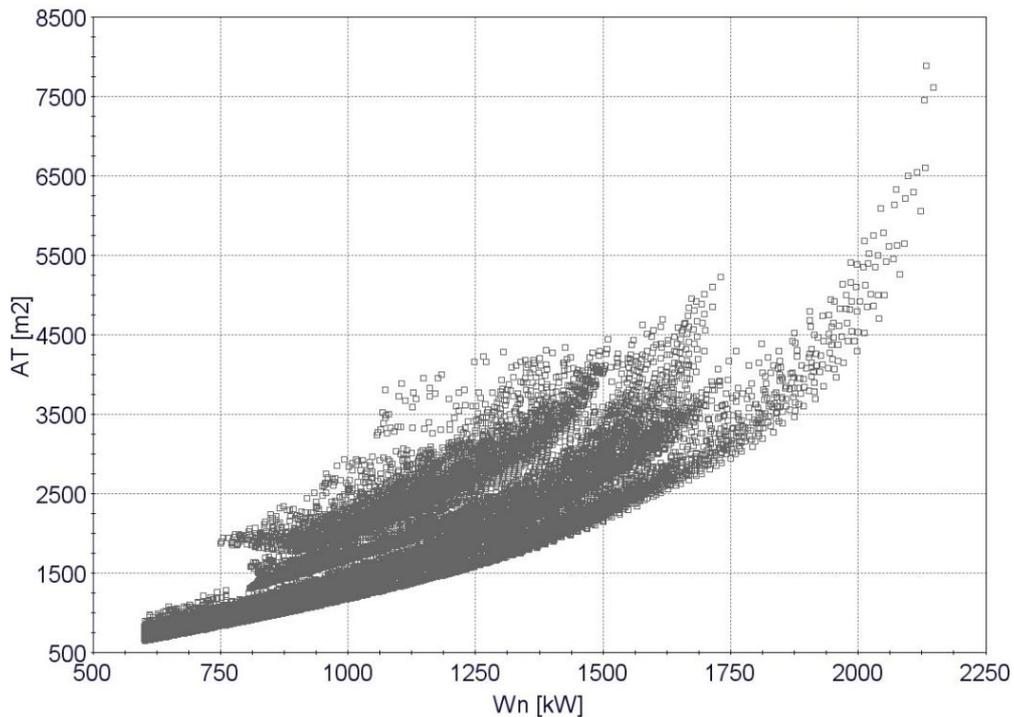


Figura 6.2 Distribuição de resultados recuperação de calor na UCP

## 6.1 Avaliação da simulação multiobjetivo

Neste estudo foram identificadas e avaliadas diferentes fontes de calor residual nos sistemas de extração e processamento de petróleo em uma FPSO. Entre esses processos pode-se dividir as fontes de calor avaliadas em duas categorias: fonte de baixo potencial e alto potencial de recuperação de calor.

As fontes de baixo potencial de recuperação de calor são aquelas cuja qualidade de calor disponível é reduzida, aproveitando calor residual de baixa temperatura, caso da recuperação de calor dos fluxos de gases na Planta de Processamento de Gás, especificamente na Unidade de Compressão Principal (UCP) e na Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub> (UCC).

### 6.1.1 Planta de Processamento de Gás (PPG)

O processo de otimização multiobjetivo mapeia as variáveis de decisões visando encontrar uma série de maneiras de como combinar as condições de entrada, tais que os valores das funções objetivos sejam aceitáveis, ou em algum sentido ótimos. A otimização da avaliação do problema leva ao conjunto de soluções ótimas no espaço de busca, determinando assim a fronteira de Pareto segundo as funções objetivo estabelecidas.

- **Unidade de Compressão Principal (UCP)**

Na análise do ciclo ORC para recuperação de calor na UCP, foi apresentado segundo a Figura 6.2, a distribuição dos resultados entre as diferentes combinações de parâmetros de projeto. Dentre esses resultados, é apresentado na Figura 6.3 os resultados ótimos da avaliação de cada um dos fluidos de trabalho analisados de forma independente.

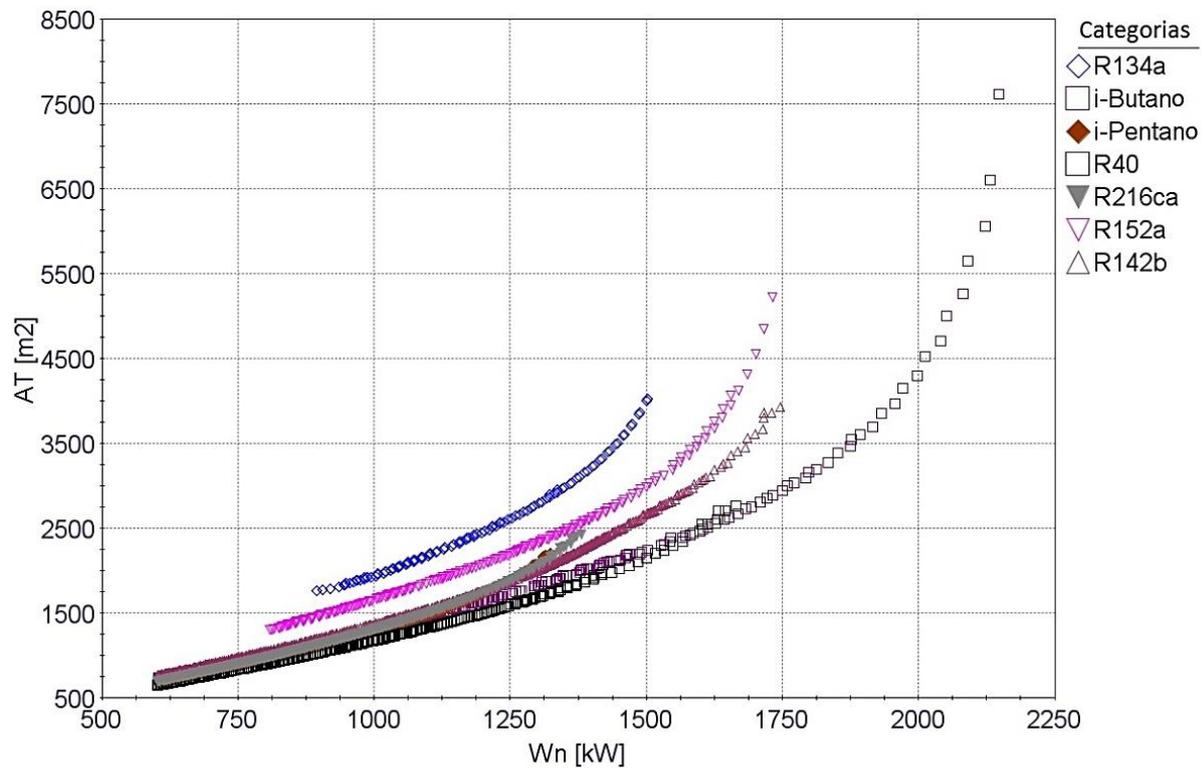


Figura 6.3 Avaliação dos diferentes fluidos de trabalho.

Entre os fluidos avaliados para recuperação de calor na UCP, aqueles que proporcionaram melhor integração com as funções objetivos foram: R-134a, i-Butano, i-Pentano, R-40, R-216ca, R-152a e R-142b.

Dentre estes fluidos, o R-134a, i-Pentano, R-216ca, R-152a e R-142b são descartados como opção de projeto uma vez que necessitam de maior área de trocadores de calor para geração de mesma potência. Nesta avaliação, a combinação de parâmetros que resultam na fronteira de Pareto é assegurada pelos fluidos i-Butano e R-40, proporcionando a maior geração de potência com a menor área, como demonstrado na Figura 6.4.

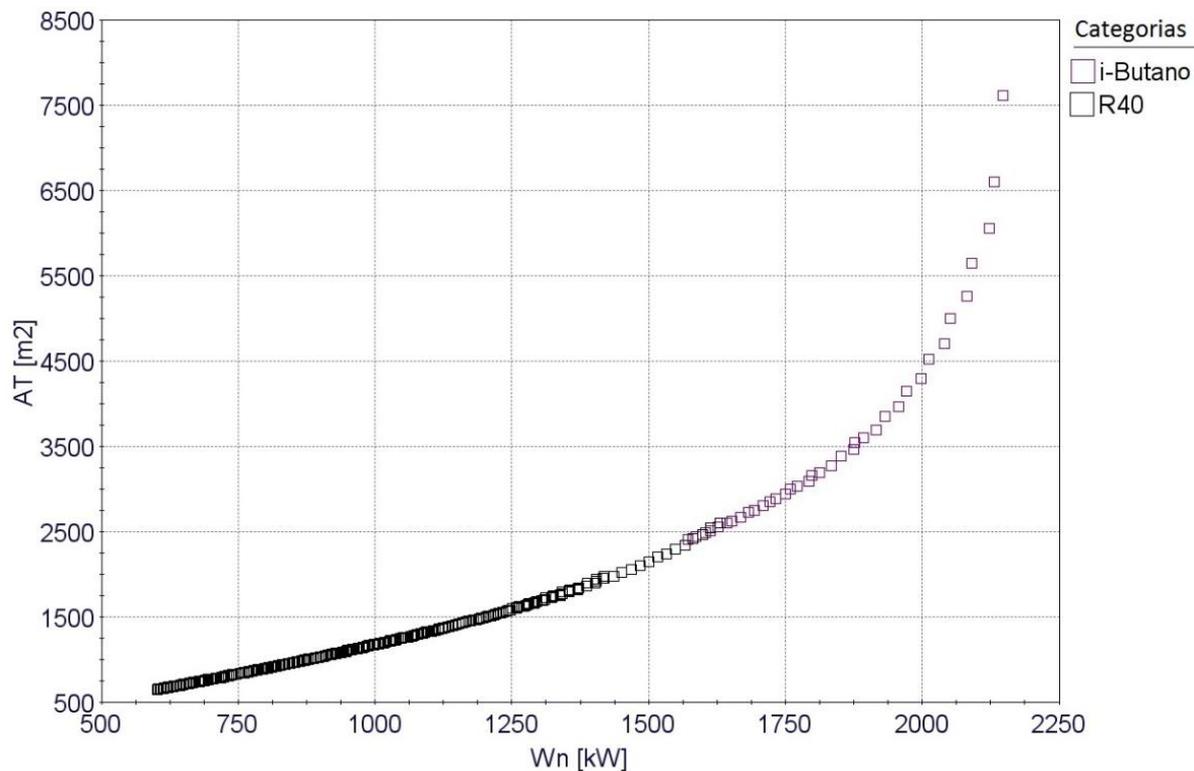


Figura 6.4 Fronteira de Pareto da recuperação de calor na UCP.

O fluido R-40 permite a melhor configuração do ciclo para potências abaixo de 1475 [kW]. Acima desta faixa, o i-Butano proporciona a maior geração de potência com menores áreas. A potência máxima gerada a partir do ciclo ORC na recuperação de calor desta fonte, é de 2175 [kW], com uma área total dos trocadores de calor de 7550 m<sup>2</sup>.

- **Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub> (UCC)**

Nesta unidade, o fluxo de gás composto principalmente por CO<sub>2</sub> sofre quatro estágios de compressão, intercalados por quatro trocadores de calor intermediários. Em cada uma destas fontes avaliou-se o potencial para recuperação de calor utilizando o ciclo ORC.

O calor fornecido ao sistema ORC determinado a partir da modelagem de cada uma das fontes de calor nessa unidade, para a condição de parâmetros que proporcionaram a maior geração de potência como avaliado, é apresentado na Tabela 6.1.

Observa-se que a disponibilidade de calor rejeitado nos trocadores de calor intermediário a cada estágio de compressão, é acrescida com a elevação da pressão.

Tabela 6.1 Calor disponível das fontes térmicas.

<b>Condensador</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Pressão [kPa]</b>	<b>Calor Disponível [kW]</b>
1° Estágio compressão CO2	142	1144,4	6588,02
2° Estágio compressão CO2	144	3133,8	7025,15
3° Estágio compressão CO2	145	8825,6	9094,37
4° Estágio compressão CO2	135	25109,9	10918,8

O resultado da otimização dos parâmetros do ciclo ORC para recuperação de calor destas fontes é demonstrado na Figura 6.5, para cada um dos quatro estágios de compressão, referenciados na figura por a, b, c e d respectivamente.

Nota-se destas simulações que as diferenças entre condições da fonte de calor, mesmo que mínimas, a cada estágio de compressão, afetam de forma diferente o desempenho e dimensionamento do sistema ORC. Esta verificação é determinante inclusive para diferenciação do fluido de trabalho que proporciona as condições ótimas segundo a combinação dos diferentes parâmetros de projeto.

A recuperação de calor do primeiro estágio de compressão proporciona como pontos ótimos de projeto, a combinação dos parâmetros utilizando os fluidos n-Pentano, para menores faixa de geração de potência e menores áreas, seguidos pelo i-Butano e R-152a. Este último dispõe a maior geração de potência, atingindo o valor de 475 [kW] com uma área requerida de 1607 [m<sup>2</sup>].

No segundo estágio, os mesmos fluidos anteriores, acrescidos do n-Butano, são responsáveis pelas configurações ótimas do ciclo ORC, sendo a maior potência disponibilizada utilizando o R-152a, gerando 520 [kW] com uma área de 1400 [m<sup>2</sup>].

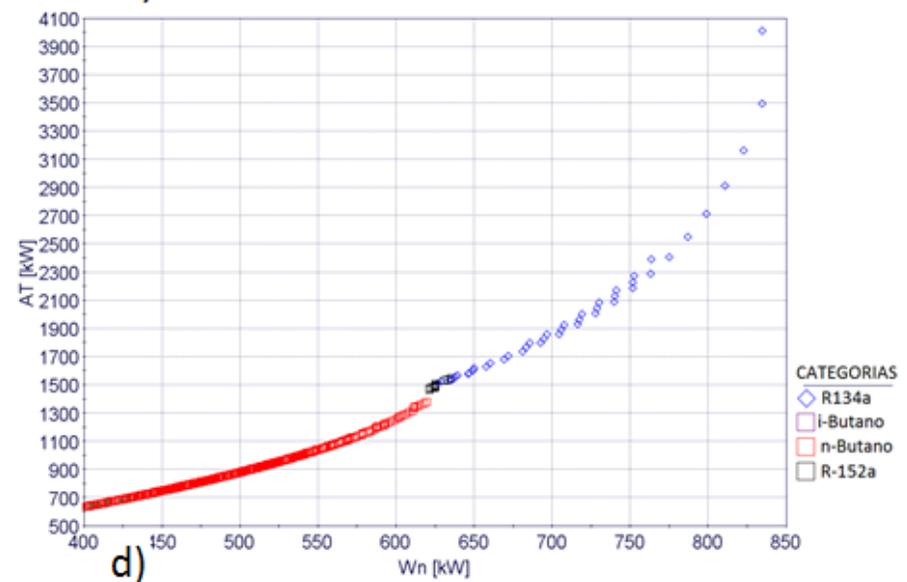
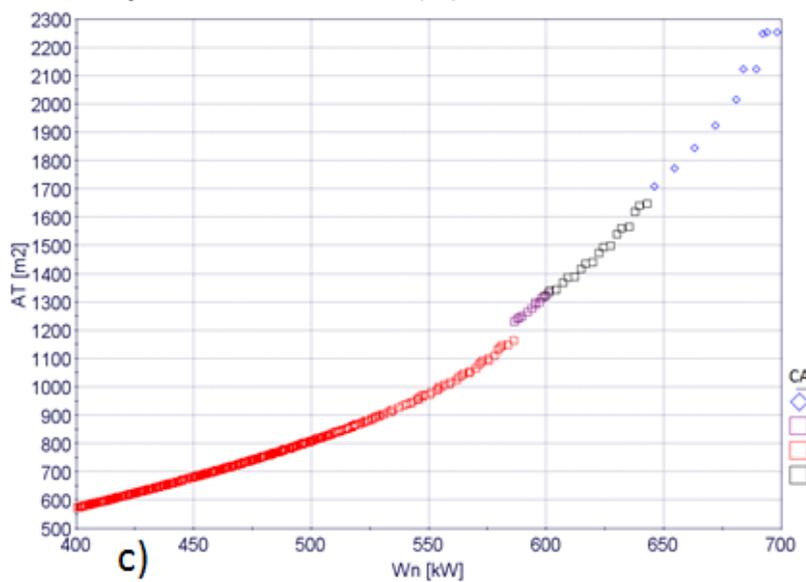
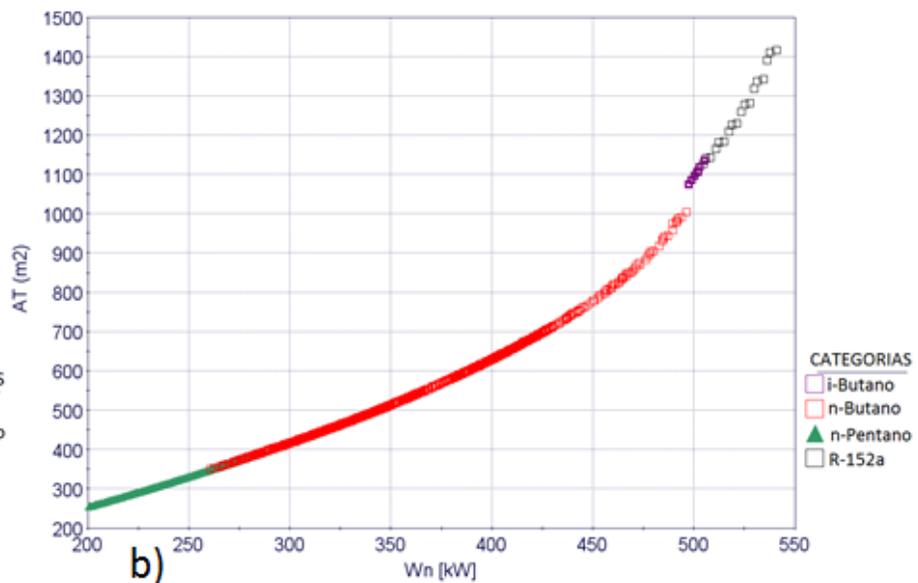
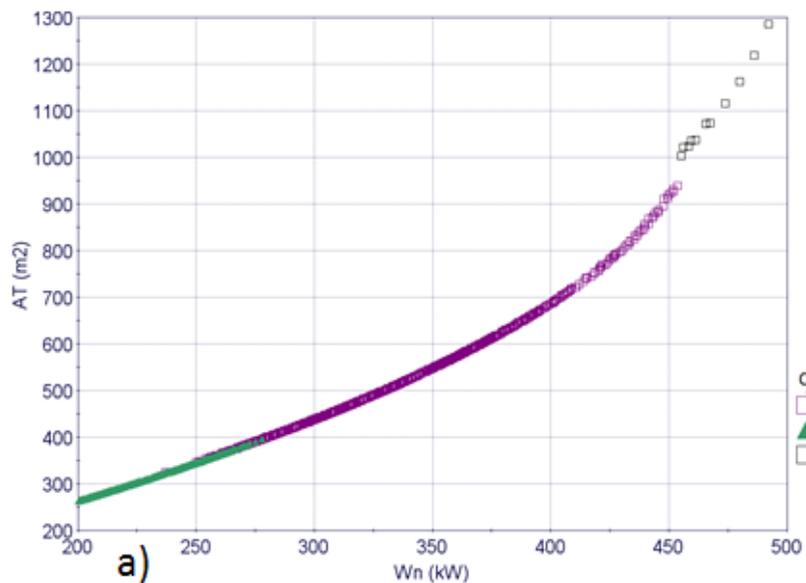


Figura 6.5 Fronteira de Pareto dos quatro estgios de compresso de CO<sub>2</sub>.

A cada estágio de compressão, com aumento da qualidade da fonte de calor (maior calor disponível), pode-se observar que há uma redução da área total dos trocadores de calor para uma mesma potência, em relação aos estágios anteriores. Isto ocorre devido ao fato de requerer menor vazão mássica de fluido de trabalho no ciclo.

O aumento da disponibilidade de calor nos últimos estágios de compressão também leva, conseqüentemente, à maior geração de potência pelo ciclo ORC. Os pontos ótimos de projeto para maior geração de potência no 3º e 4º estágio de compressão são proporcionados utilizando o fluido R-134a, o qual favorece as funções objetivos nestas condições.

A maior geração de potência no 3º estágio foi de 690 [kW] com uma área requerida de 2250 [m<sup>2</sup>]. O quarto estágio de compressão apresenta o maior potencial de recuperação de calor para geração de potência com ciclo ORC, em relação aos estágios anteriores. Neste estágio foi possível gerar até 860 [kW] de potência líquida do ciclo ORC, com uma área total dos trocadores de calor de 4000 [m<sup>2</sup>].

A partir da avaliação dos resultados dos quatro estágios de compressão, nota-se que existe entre eles uma similaridade em relação à faixa de operação dos diferentes fluidos de trabalho que promovem os melhores pontos de projeto do ciclo ORC, em relação às funções objetivo.

Para integração do ciclo ORC nestas fontes de calor, o fluido n-Pentano seria selecionável para geração de baixas potências minorando a área, nessa faixa de operação. Em seguida, os fluidos n-Butano, i-Butano e R-152a se estabelecem como fluidos ótimos nas faixas intermediárias de geração de potência. Nos últimos estágios de compressão os quais foram possíveis alcançar maior geração de potência, devido aumento da disponibilidade de calor, o fluido R-134a se apresentou como mais favorável aos objetivos do problema.

### **6.1.2 Recuperação de calor da turbina a gás (RCTG)**

Os gases de exaustão das turbinas a gás são a fonte com maior potencial para recuperação de calor para geração de potência pelo ciclo ORC na plataforma (FPSO). Por meio da modelagem da operação da turbina a gás avaliada, determinou-se que a vazão na saída da turbina é de 78,18 [kg/s], a uma temperatura de 394,76 °C.

Esta fonte de calor pode ser considerada de média temperatura, e alta qualidade para aproveitamento pelo ciclo ORC. A distribuição dos resultados da simulação, que estabelecem

a fronteira de Pareto entre as diferentes combinações de parâmetros de projeto, é apresentada na Figura 6.6.

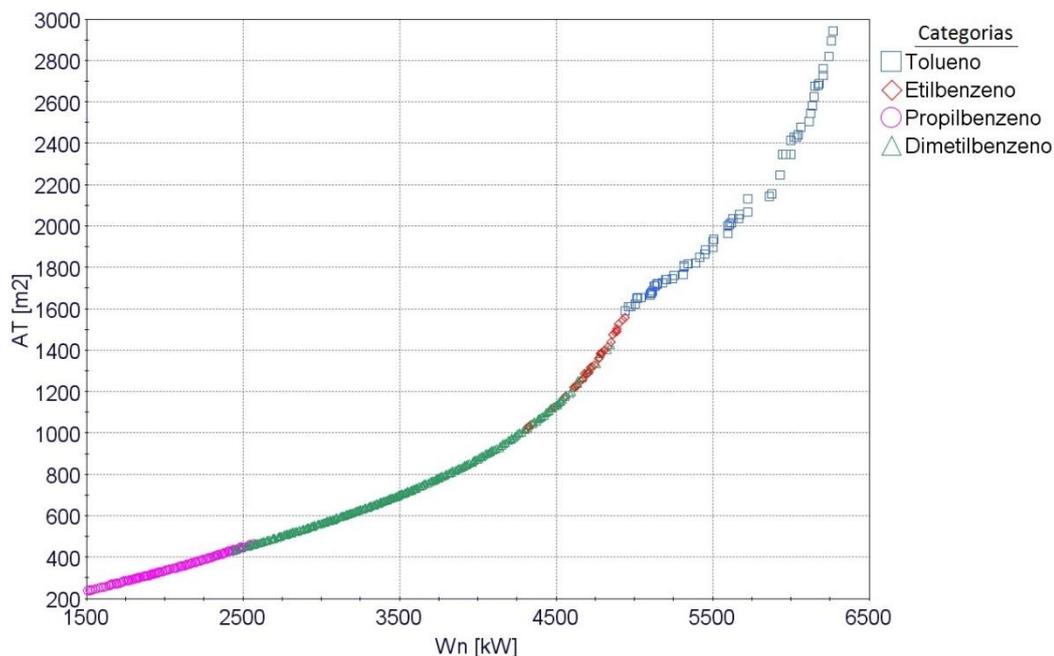


Figura 6.6 Fronteira de Pareto da recuperação de calor da turbina a gás.

A máxima potência alcançada com a otimização dos parâmetros, segundo as funções objetivo estabelecidas, foi de 6269 [kW], com uma área requerida de 2945 [m<sup>2</sup>].

Para esta aplicação os fluidos que constituem a fronteira de Pareto foram o Dimetilbenzeno com uma faixa de geração de potência entre 1500 a 2500 kW, seguido pelo Propilbenzeno 2500 a 4600 kW, Etilbenzeno 4600 a 5000 kW, e o Tolueno, que proporciona a maior geração de potência no aproveitamento desta fonte, permitindo a geração de potências na faixa de 5000 kW à máxima gerada, 6269 kW.

O potencial elevado da fonte de calor é evidenciado nos resultados, em que se observa a geração de potências muito acima das alcançadas nas fontes de menor potencial na Planta de Processamento de Gás, seguidas de área total requerida muito inferior, devido à maior quantidade de calor disponível pela fonte (maior temperatura).

Nota-se da avaliação dos resultados apresentados para aproveitamento do calor residual de diferentes processos da FPSO, a influência das condições da fonte de calor sobre a seleção do fluido de trabalho. Nas fontes de baixa qualidade em que o fluxo possui baixa temperatura, os fluidos selecionáveis que integram a fronteira de Pareto i-Butano, n-Butano, n-Pentano, R-

152a e R134a possuem temperatura crítica menos elevadas, proporcionando melhor aproveitamento de calor destas fontes.

Na RCTG a temperatura da fonte é considerada elevada para o aproveitamento com ciclos ORC. Os fluidos que favorecem a geração de potência nesta fonte segundo as funções objetivas avaliadas, Tolueno, Etilbenzeno, Propilbenzeno e Dimetilbenzeno, que têm como característica temperaturas críticas mais elevadas.

## 6.2 Avaliação Termodinâmica

A análise termodinâmica e exérgica é apresentada para se avaliar a eficiência da operação do ciclo ORC nas fontes avaliadas. Nesta verificação, avaliou-se para cada uma das simulações, o ponto de operação do ciclo ORC que favorece a maior geração de potência.

Na Tabela 6.2 são apresentados alguns parâmetros importantes para avaliação do ciclo, na avaliação da recuperação de calor das fontes de menor potencial na FPSO.

Tabela 6.2 Avaliação da integração do ciclo ORC.

	<b>Fluido</b>	<b>Wn [kW]</b>	<b>Área [m<sup>2</sup>]</b>	<b><math>\eta_{th}</math> [%]</b>	<b><math>\eta_{exgORC}</math> [%]</b>
1° Estágio	R-152a	503,82	1285	10,32	49,57
2° Estágio	R-152a	551,72	1418	10,32	49,67
3° Estágio	R-134a	718,85	2257	8,59	47,06
4° Estágio	R-134a	859,60	4018	8,57	49,45
UCP	i-Butano	2145,9	7616	12,02	57,94
RCTG	Tolueno	6572,10	2945	26,52	33,11

O rendimento térmico do ciclo baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, para as condições demonstradas na Tabela 6.2, situam na faixa entre 8 e 12% nas fontes de calor de baixo potencial, o que é considerado um percentual típico dos ciclos ORC, sendo a melhor performance segundo este parâmetro na recuperação de calor da UCP. Na recuperação de calor da turbina a gás (RCTG), o rendimento termodinâmico do ciclo ORC foi de 26,52%. A majoração do rendimento térmico do ciclo não é um atributo que acarreta uma intervenção positiva na geração de potência.

A avaliação exérgica para cada aplicação do ciclo ORC, permite concluir que a eficiência exérgica é excepcionalmente elevado para aplicação nas fontes da planta de processamento de gás. Esta característica está vinculada ao fato de se estar aproveitando fontes

de baixa qualidade, recuperando calor residual de baixa temperatura, e ainda assim assegurando uma geração de potência apreciável por meio da utilização do ciclo ORC.

A eficiência exergética do ciclo ORC nestas fontes esteve na faixa entre 47,06 e 57,94%, segundo os parâmetros que majoram a geração de potências, sendo o melhor aproveitamento na UCP. A eficiência exergética na RCTG foi de 33,11%, onde a temperatura da fonte de calor é elevada (394,8 °C).

Diversos estudos que propõe uma análise exergética do ciclo ORC, constatam que uma menor diferença entre a temperatura do fluido de trabalho no evaporador e a fonte térmica, proporciona uma melhora na eficiência exergética do sistema e uma redução das perdas de exergia. (MAGO, P J et al., 2008; ROY et al., 2010; MEINEL et al., 2014).

A condição de operação de maior geração de potência do ciclo ORC não é restrita à máxima eficiência exergética do ciclo, como pode se observar na análise destes resultados. Mesma análise é constatada em (WEI et al., 2007; BORSUKIEWICZ-GOZDUR, 2013c)

- **Avaliação da Planta de Processamento de Gás (PPG)**

As etapas de compressão em toda Planta de Processamento de Gás (PPG) são responsáveis pela maior demanda de energia em toda plataforma. A otimização da integração do ciclo ORC para a recuperação de calor nesta unidade tem como objetivo suprir parte da demanda de eletricidade requerida e melhorar a eficiência destes processos.

Na Tabela 6.3 são apresentados alguns parâmetros com intuito de se avaliar a relevância da integração do ciclo ORC no aproveitamento do calor residual de processos de compressão da planta de processamento de gás.

Tabela 6.3 Relevância da integração do ciclo ORC na PPG.

	<b>Wn/Wc [%]</b>	<b><math>\dot{E}_d</math> Ciclo Inicial [kW]</b>	<b><math>\dot{E}_d</math> Ciclo Integrado [kW]</b>	<b>Redução da <math>\dot{E}_d</math> [%]</b>
1° Estágio	8,15	1889,862	1546,45	18,2
2° Estágio	9,10	1989,135	1570,30	21,1
3° Estágio	12,87	2016,832	1536,67	23,8
4° Estágio	19,61	1754,485	1181,20	32,7
UCP	14,49	4509,24	2923,48	35,1

A relação  $W_n/W_c$  representa a relação entre a potência líquida gerada pelo ciclo ORC e a potência consumida a cada estágio de compressão. O aproveitamento do calor no quarto estágio de compressão, proporciona maior provento desta relação, possibilitando a recuperação de 19,6% da potência consumida pelo compressor no respectivo estágio.

Avaliou-se a exergia destruída no processo convencional de compressão na FPSO, adotando um volume de controle que engloba cada etapa de compressão individualmente e o condensador posterior a esta, como demonstrado na modelagem da fonte. Verifica-se que há uma redução da exergia destruída nestas fontes ao empregar os ciclos ORC para recuperação do calor gerado nestes processos.

A redução da exergia destruída nestes equipamentos é evidenciada na Tabela 6.15. Na Unidade de Compressão Principal (UCP) ocorre a maior redução da exergia destruída, cerca de 35,1%. Desta forma, pode-se constatar que a integração do ciclo ORC aos processos de compressão avaliados acarreta em um aumento da eficiência exérgica da operação.

Na Tabela 6.4 é apresentado a eficiência exérgica dos processos de compressão dos na PPG, tais como em suas operações na plataforma (ciclo inicial), e a eficiência exérgica destes mesmos componentes com a integração do ciclo ORC para geração de potência.

Tabela 6.4 Avaliação exérgica nas unidades de processamento de gás

	$\eta_{exg}$ UCC 1° Estágio [%]	$\eta_{exg}$ UCC 2° Estágio [%]	$\eta_{exg}$ UCC 3° Estágio [%]	$\eta_{exg}$ UCC 4° Estágio [%]	$\eta_{exg}$ UCP [%]
Ciclo Inicial	62,83	60,45	53,68	44,35	59,78
Ciclo Integrado	70,98	69,55	66,55	63,96	74,28

Observa-se que o ganho em eficiência exérgica com a integração do ciclo ORC é bastante significativa nas unidades de processamento do gás, sendo que no quarto estágio de compressão na UCC há um aumento de 44% da eficiência exérgica em relação ao ciclo inicial.

Os resultados da avaliação exérgica nesta dissertação foram condizentes com os estudos de (WEI et al., 2007; MAGO, P J et al., 2008; FENG et al., 2015; SAFARIAN; ARAMOUN, 2015), para diferentes fontes de calor avaliadas.

- **Avaliação da Recuperação de Calor da Turbina a Gás (RCTG)**

A recuperação de calor dos gases de escape das turbinas a gás na Unidade de Geração de Potência, possui o maior potencial para geração de potência pela integração do ciclo ORC como demonstrado neste estudo. Avaliando a recuperação de calor de cada turbina a gás, observou-se que a integração do ciclo ORC pode gerar cerca de 50% da potência elétrica fornecida por cada turbina a gás.

### 6.2.1 Avaliação dos componentes do ciclo ORC

A avaliação das irreversibilidades nos ciclos ORC, distribuídas por cada equipamento do ciclo, são apresentadas na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 Irreversibilidades no ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>1° Estágio [kW]</b>	<b>2° Estágio [kW]</b>	<b>3° Estágio [kW]</b>	<b>4° Estágio [kW]</b>	<b>UCP [kW]</b>	<b>RCTG [kW]</b>
Evaporador 1 e 2	161,41	174,25	218,08	175,64	129,50	3481,27
Bomba	7,43	8,14	21,79	23,03	64,99	32,37
Turbina	134,14	147,11	202,27	240,63	529,81	1193,42
Condensador	40,26	36,85	70,56	84,55	145,00	856,67
<b>Total</b>	<b>343,26</b>	<b>366,37</b>	<b>512,71</b>	<b>523,85</b>	<b>869,32</b>	<b>5563,75</b>

Na recuperação de calor de fontes com maior temperatura, como no caso da RCTG, devido à maior diferença entre a temperatura do fluido de trabalho no evaporador e a fonte térmica, maior quantidade de exergia disponível deixa de ser aproveitada pelo ciclo ORC. Isso reflete em menor eficiência exérgica e maior irreversibilidade total do ciclo.

O percentual de exergia destruída por cada equipamento no ciclo ORC é demonstrado na Figura 6.7. Nota-se que as maiores irreversibilidades ocorrem no evaporador e na turbina.

A Tabela 6.6 apresenta a eficiência exérgica de cada equipamento do ciclo ORC, para cada uma das fontes avaliadas.

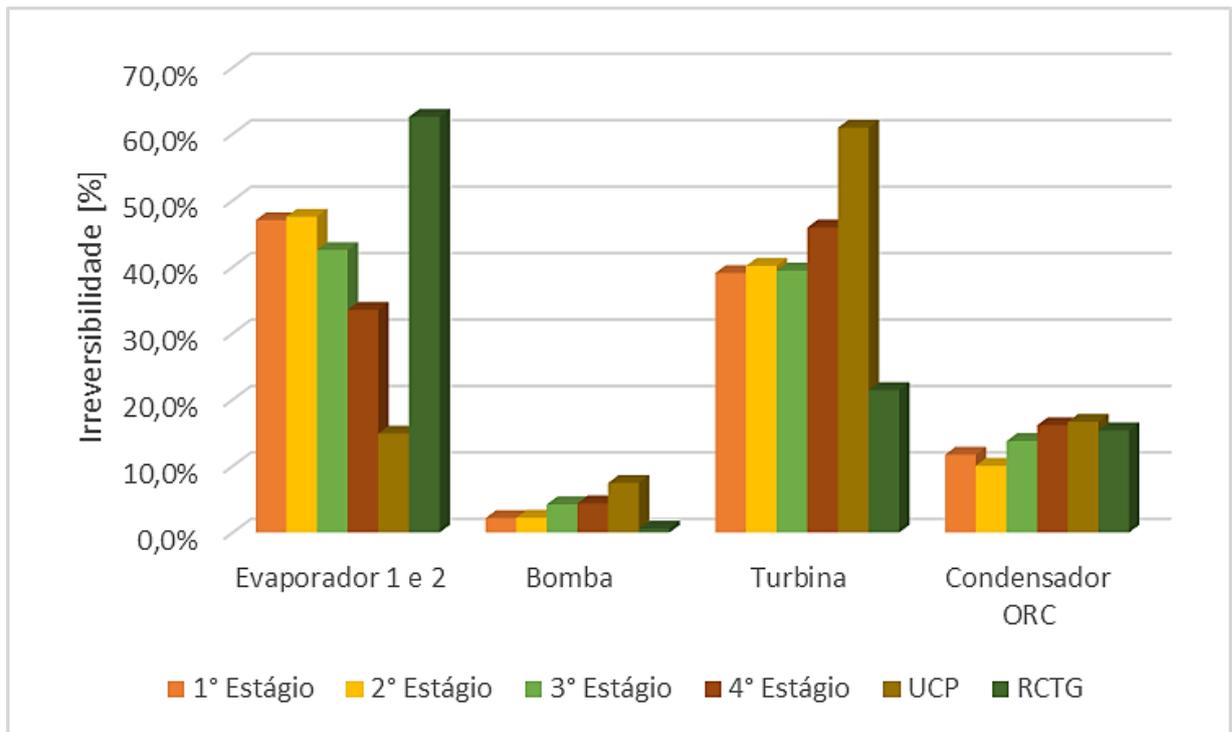


Figura 6.7 Distribuição das irreversibilidades por equipamento.

Tabela 6.6 Eficiência exergética dos equipamentos do ciclo ORC

Equipamento	1º Estágio [%]	2º Estágio [%]	3º Estágio [%]	4º Estágio [%]	UCP [%]	RCTG [%]
Evaporador 1 e 2	84,12	84,31	85,72	89,90	96,37	72,50
Bomba	88,16	88,16	83,40	84,74	76,82	81,19
Turbina	80,86	80,84	80,78	80,77	81,58	84,63
Condensador ORC	80,79	83,95	80,74	80,76	81,29	73,62

Segundo TCHANCHE *et al.* (2010) as irreversibilidades na turbina do ciclo ORC devem-se a eficiência do equipamento (onde englobam as perdas de exergia por fugas e perdas térmicas), os resultados das perdas de exergia nestas simulações avaliadas se assemelham com os resultados do estudo citado.

Deve ser levado em conta que a utilização de diferentes fluidos de trabalho, além das diferentes condições das fontes de calor avaliadas e as diferentes condições de operação do ciclo termodinâmico, são variáveis que por si só modificam a distribuição da destruição de exergia por equipamento do ciclo. Assim sendo, a distribuição das perdas de exergia por componente dependerá da combinação destes parâmetros avaliados.

### 6.3 Variáveis de decisão

A avaliação do ciclo ORC é vinculada à sua aplicação, estabelecida principalmente pela fonte de calor. Os parâmetros determinados como variáveis de decisão neste estudo, pressão de vaporização, ponto *pinch*, superaquecimento e efetividade, possuem influência direta na performance termodinâmica do ciclo ORC.

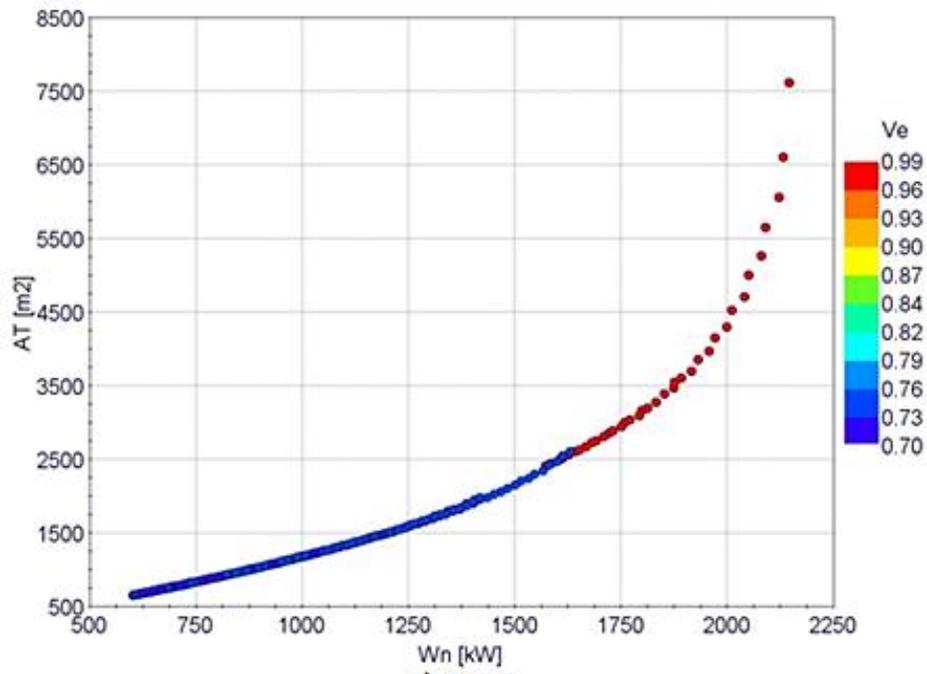
A combinação desses parâmetros acarreta em uma interferência de diferentes modos e relevâncias sobre as funções objetivos. Não é objetivo desta dissertação aprofundar na causa-efeito de cada um destes parâmetros, uma vez que são bastante sensíveis às condições de operação do ciclo ORC e à influência de outros parâmetros, mas é apresentado a seguir o comportamento destas variáveis nos resultados das simulações.

A eficiência do ciclo assim como sua capacidade de geração de potência é fortemente vinculada à pressão de vaporização a qual se submete o fluido de trabalho. Esta condição é avaliada em diversos estudos na literatura, (BADR et al., 1990; QUOILIN et al., 2011; WANG, J.; YAN; WANG; LI; et al., 2013). O aumento da pressão de vaporização leva a um aumento do diferencial de entalpia durante expansão na turbina, e em paralelo provoca uma redução na vazão molar do fluido de trabalho no evaporador.

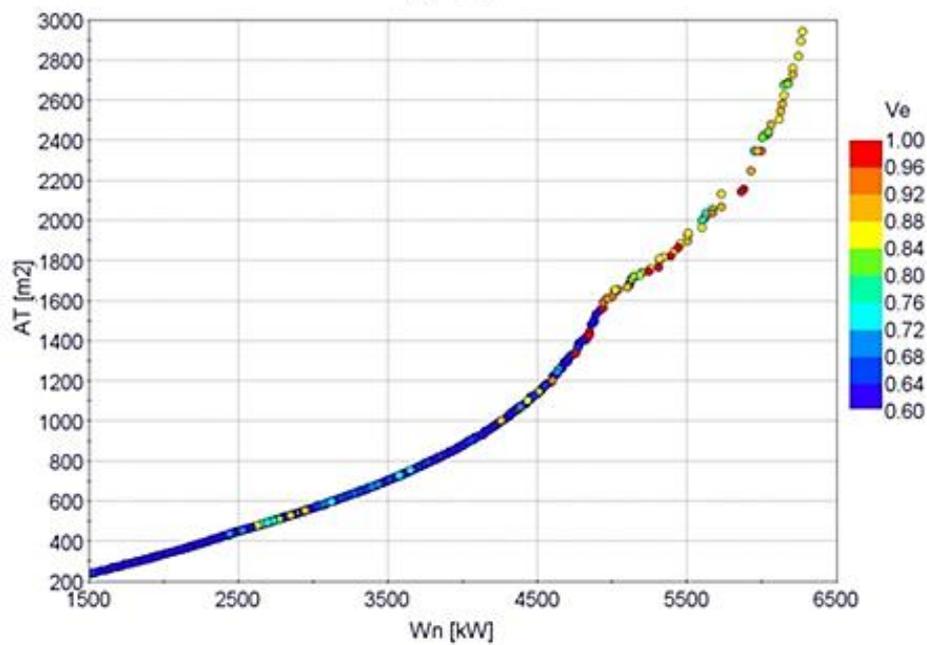
Na Figura 6.8, é demonstrado o comportamento da pressão de vaporização sobre o resultado da otimização do ciclo ORC, sendo o parâmetro ( $V_e$ ) o percentual da pressão crítica de cada fluido.

Pode-se observar que a geração de maior potência ocorre a faixas de pressão mais elevadas, para cada fluido de trabalho na Unidade de Compressão Principal (UCP), Figura 6.8a, e na recuperação de calor da turbina a gás (RCTG), Figura 6.8b.

O mesmo comportamento pode ser observado nos resultados da simulação da recuperação de calor da Unidade de Compressão de  $\text{CO}_2$ , Figura 6.9.



a) UCP



b) RCTG

Figura 6.8 Influência da pressão de vaporização na fronteira de Pareto.

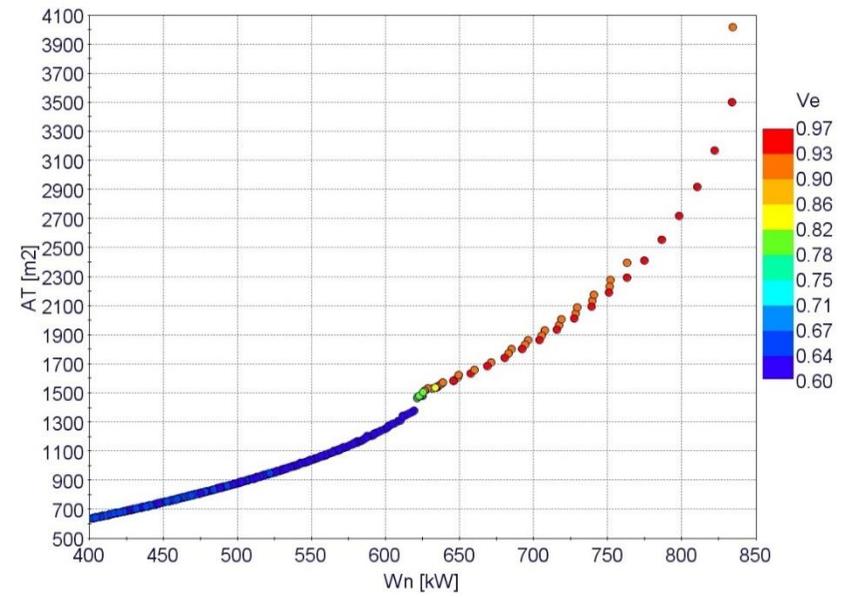
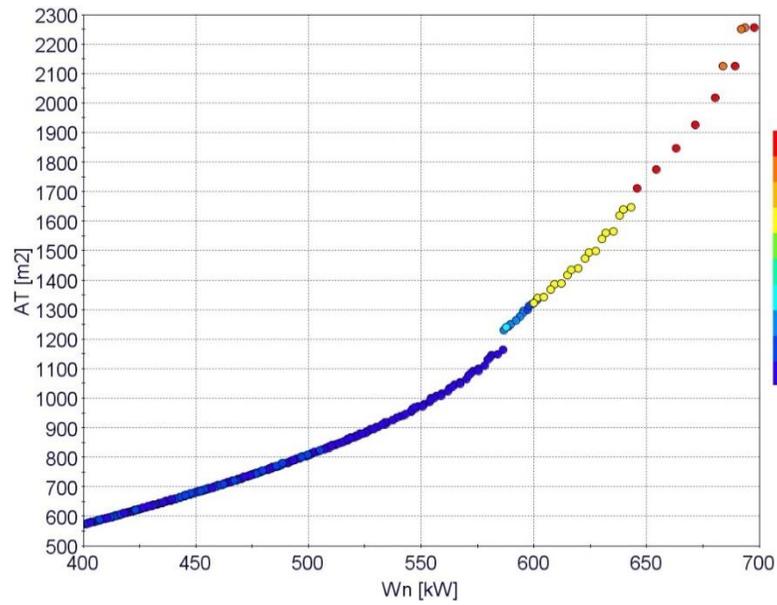
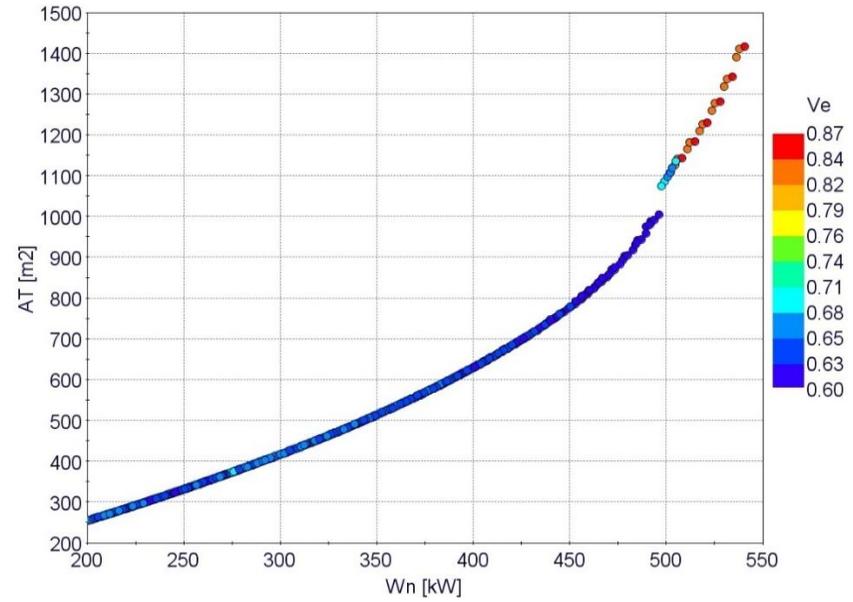
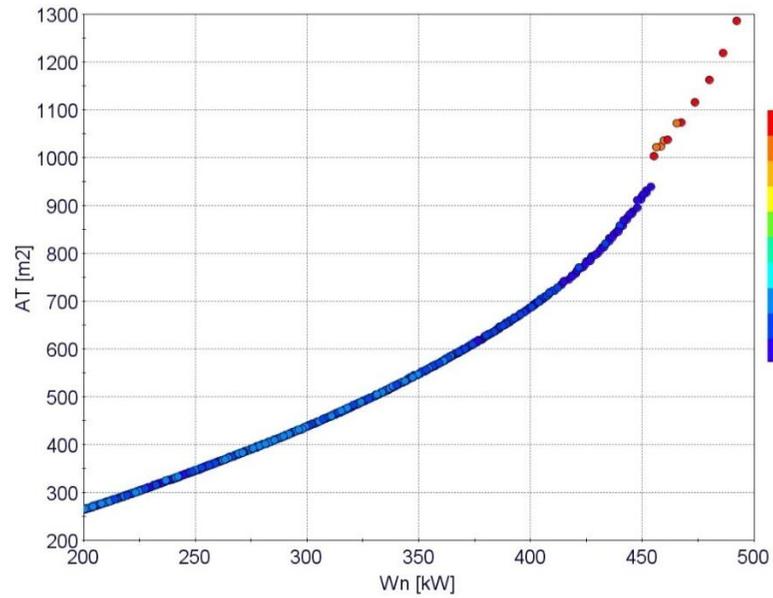


Figura 6.9 Influência da pressão de vaporização na fronteira de Pareto na UCC.

O ponto *pinch*, como evidenciado anteriormente, representa o diferencial entre a temperatura do fluxo da fonte de calor na saída do evaporador e a temperatura do fluido de trabalho na entrada do equipamento. Esta variável possui efeito determinante no fluxo de calor absorvido pelo sistema ORC.

Um menor ponto *pinch* no evaporador proporciona maior quantidade de energia absorvida pelo fluido de trabalho, o que acarreta em maior vazão do fluido de trabalho, permitindo maior geração de potência na turbina, mas em paralelo, requer maior área dos equipamentos do ciclo.

Pode-se observar na Figura 6.10 e Figura 6.11 que representam as fontes de menor qualidade, que a maior geração de potência ocorre com menores valores de ponto *pinch*, numa faixa entre dois e quatro. Este efeito só não é verificado no terceiro estágio de compressão, onde as maiores potências geradas ocorrem com ponto *pinch* entre sete e nove, com fluido R-134a.

A faixa de pontos *pinch* é mais elevada na avaliação da fonte de calor de maior potencial Figura 6.12, variando entre 32 e 66, devido às características da fonte de calor.

Da análise dos resultados é possível dizer que em toda fronteira de Pareto, a cada uma das fontes avaliadas, ocorre uma minoração do ponto *pinch* de acordo com a condição de operação e o fluido de trabalho. Ou seja, em cada ponto ótimo avaliado, o ponto *pinch* foi o mínimo possível sem que violasse as restrições imposta nas equações (5,6, e 7)

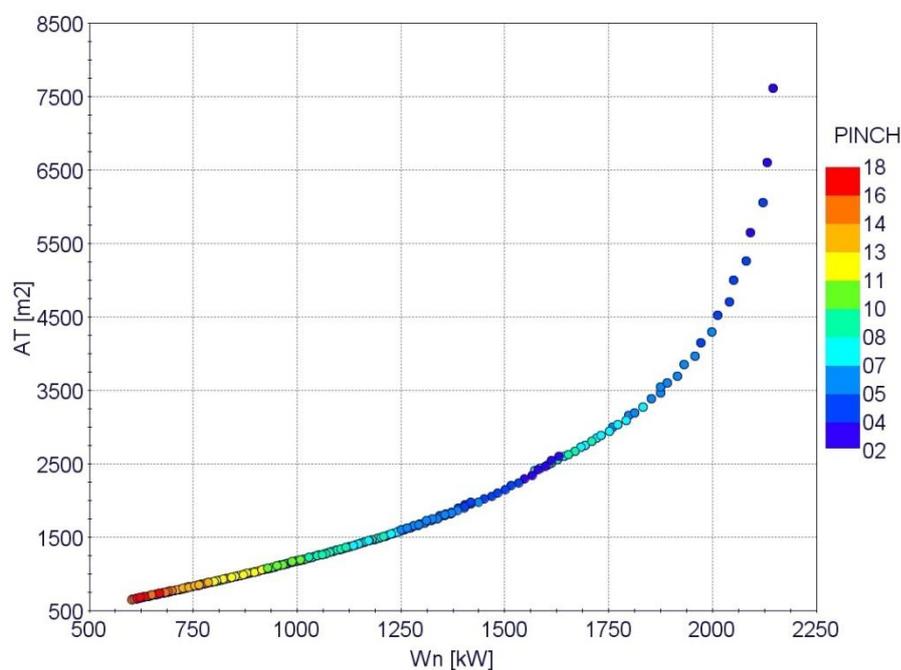


Figura 6.10 Efeito do Ponto *Pinch* na fronteira de Pareto para UCC.

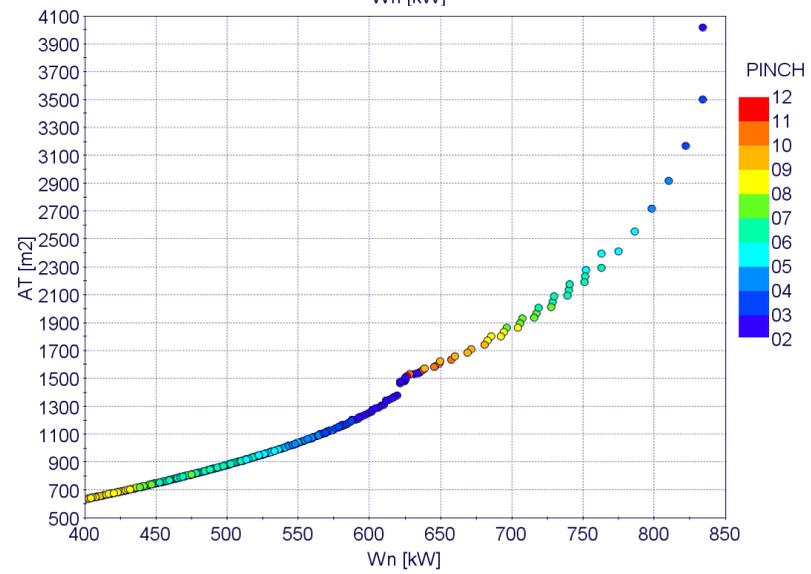
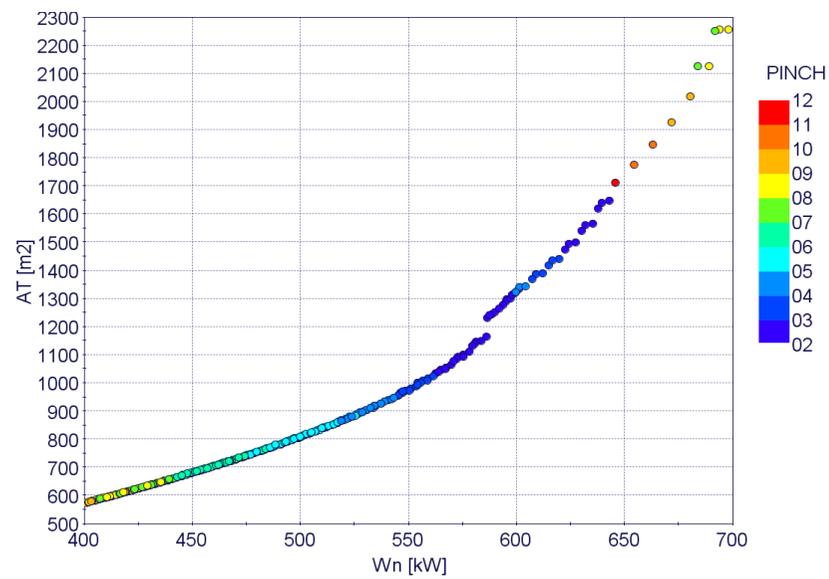
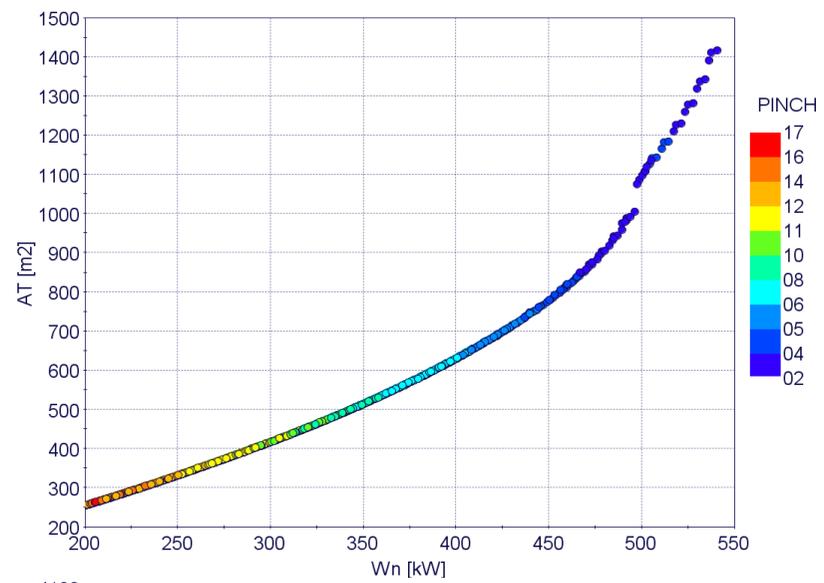
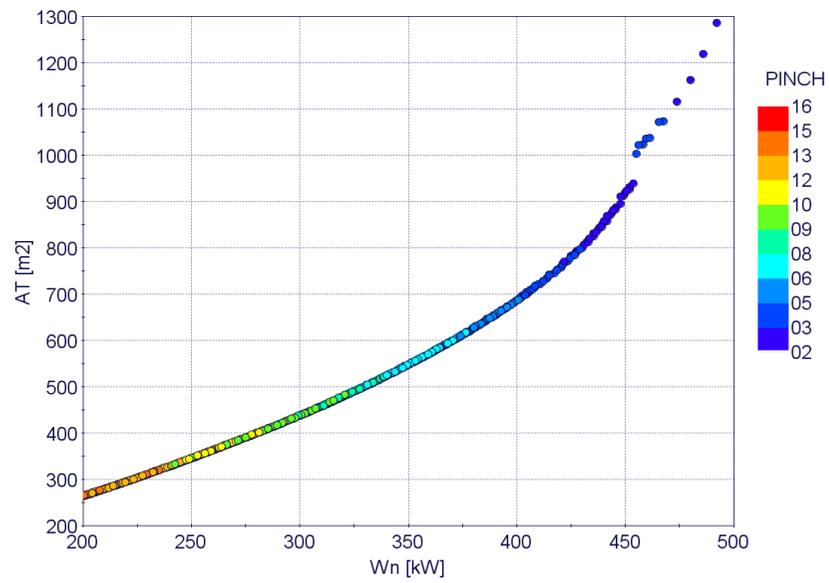


Figura 6.11 Efeito do Ponto *Pinch* na fronteira de Pareto para UCP.

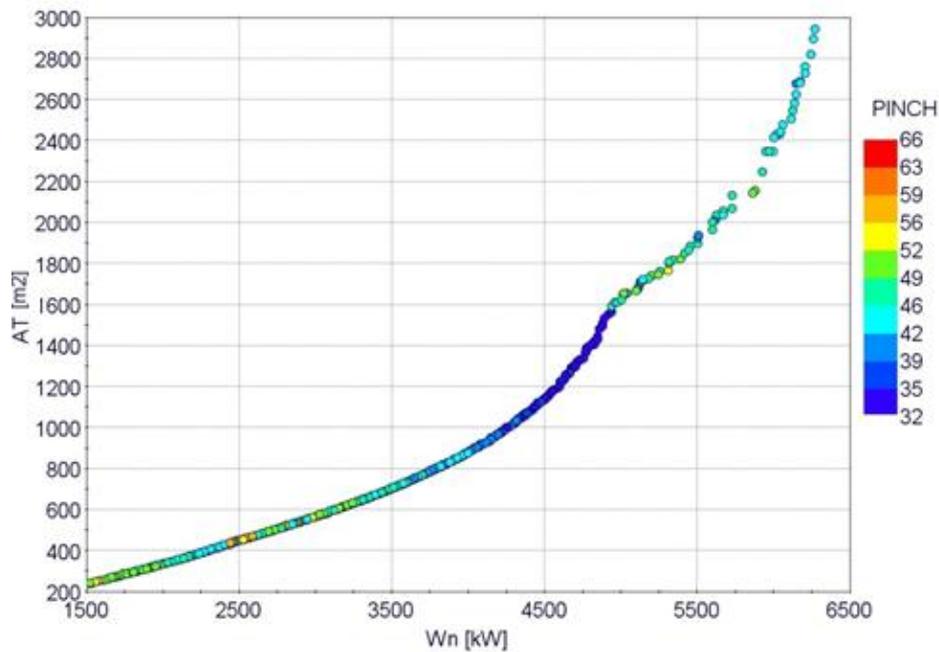


Figura 6.12 Efeito do Ponto *Pinch* na fronteira de Pareto para RCTG.

O superaquecimento não possui efeito representativo no aumento da geração de potência produzida, quando comparado com ponto *pinch* e pressão de vaporização. O superaquecimento é recomendado para fluidos úmidos devido à característica da curva de saturação destes, com objetivo de se garantir que o fluido se encontre como vapor após a expansão na turbina.

Diversos estudos indicam que a utilização de superaquecimento em fluidos secos e isentrópicos, possui um efeito negativo na eficiência do ciclo ORC, (PAPADOPOULOS et al., 2010; CHEN et al., 2010; ZHU et al., 2013). A condição de superaquecimento nestes fluidos acarreta em um sobreaquecimento substancial na saída da turbina, aumentando a carga de arrefecimento no condensador, e conseqüentemente, aumenta a área total dos trocadores de calor.

Nos resultados apresentados na Figura 6.13 e Figura 6.14, observa-se que para maiores gerações de potência não se utilizou de superaquecimento, nesta faixa operam fluidos secos. Na Figura 6.15 observa-se que a utilização de superaquecimento é vinculada à faixa de operação do fluido R-152a, fluido úmido, justificando a necessidade do superaquecimento.

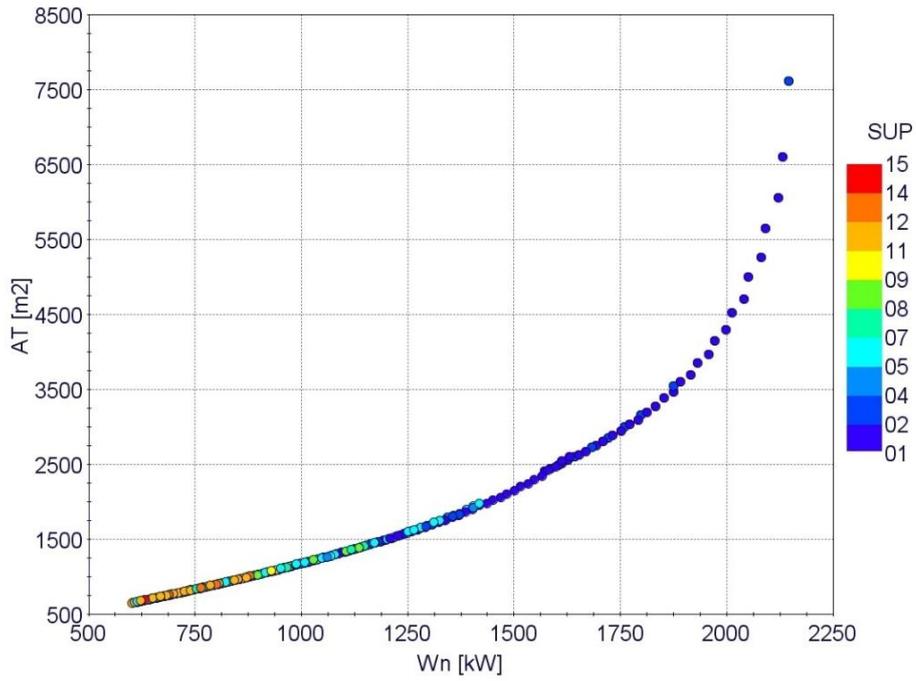


Figura 6.13 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para UCP.

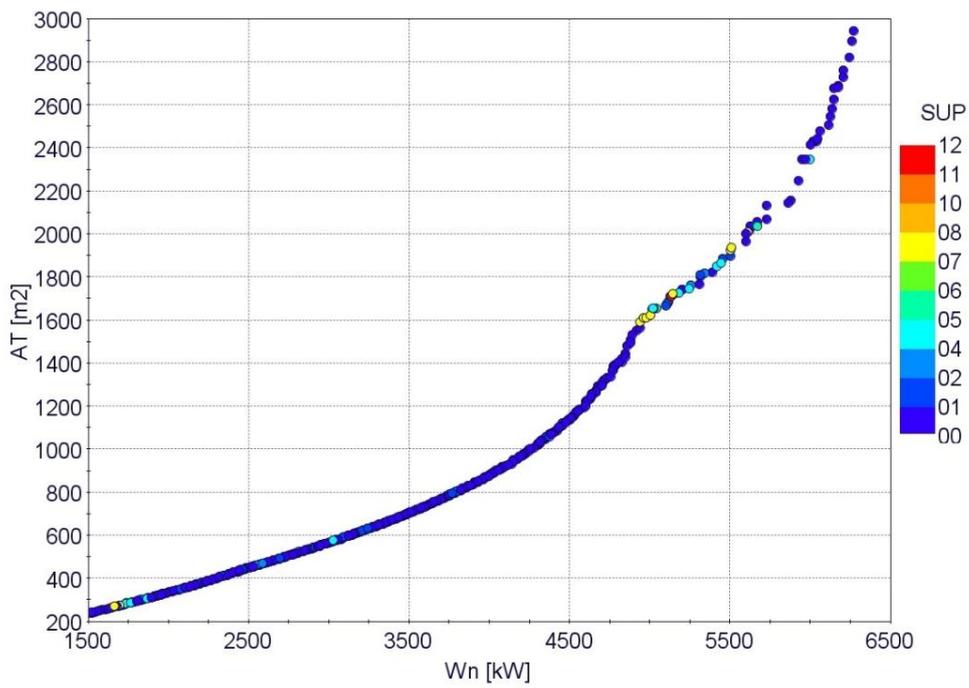


Figura 6.14 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para RCTG.

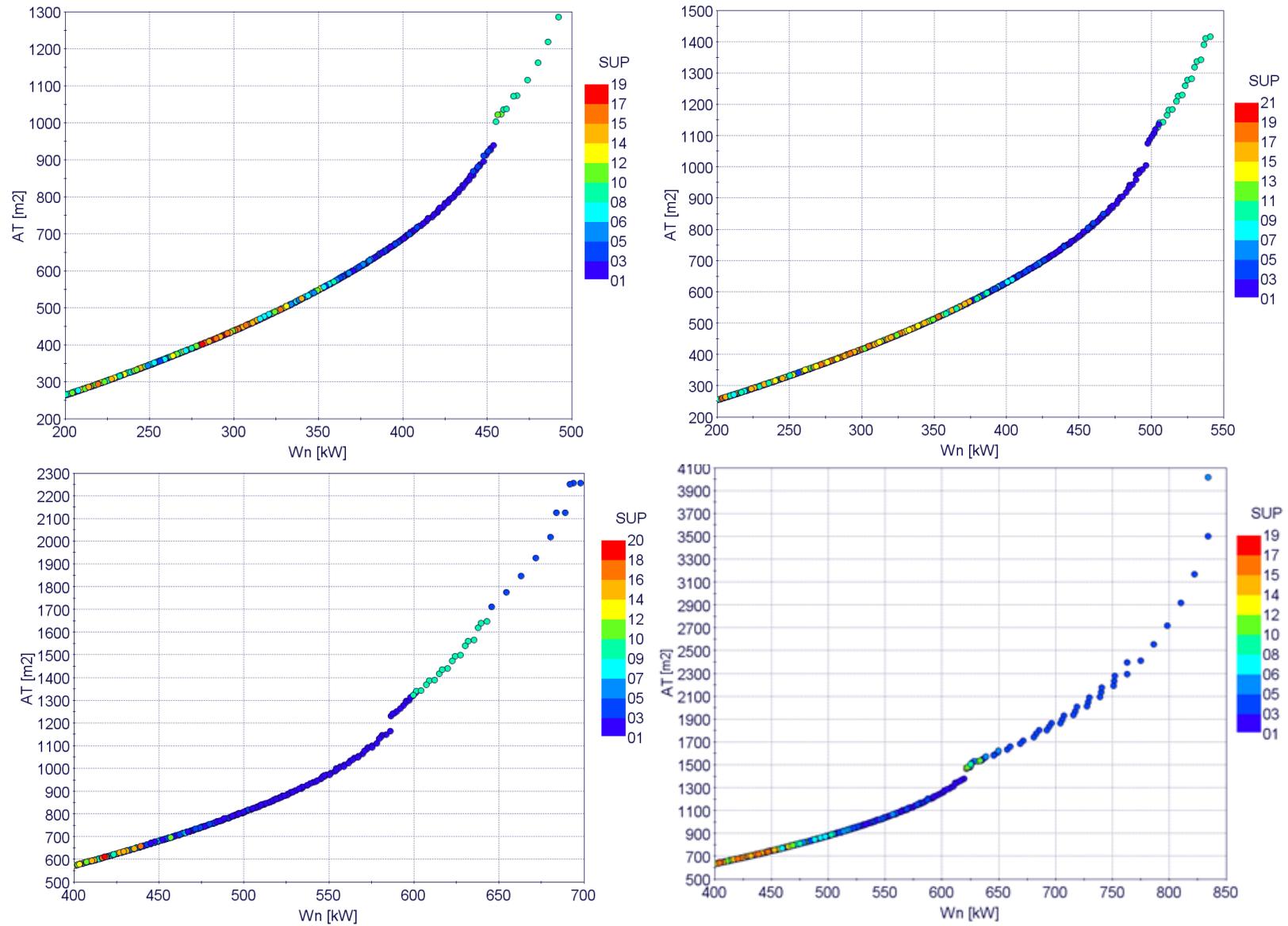


Figura 6.15 Efeito do superaquecimento na fronteira de Pareto para UCC.

A utilização de um recuperador de calor interno no ciclo ORC, para aproveitamento do calor do fluido de trabalho após a expansão na turbina, é uma medida interessante para aumento da eficiência termodinâmica do ciclo. Porém, o uso deste equipamento não possui influência direta na capacidade de geração de potência do ciclo.

O aproveitamento de calor após a saída da turbina está vinculado à temperatura do fluido de trabalho após esse equipamento. Geralmente na utilização de fluidos de trabalho secos, o qual a condição do fluido na saída da turbina é sempre vapor superaquecido, existe um maior potencial para recuperação de calor. Por outro lado, na utilização fluidos úmidos e isentrópicos, a temperatura após a expansão é limitante para o uso do recuperador, nestes casos, só seria aplicável a utilização do equipamento, quando tais fluidos estejam sujeito a altos valores de superaquecimento.

Na Figura 6.16 observa-se a utilização do recuperador de calor na simulação do aproveitamento de calor da turbina a gás.

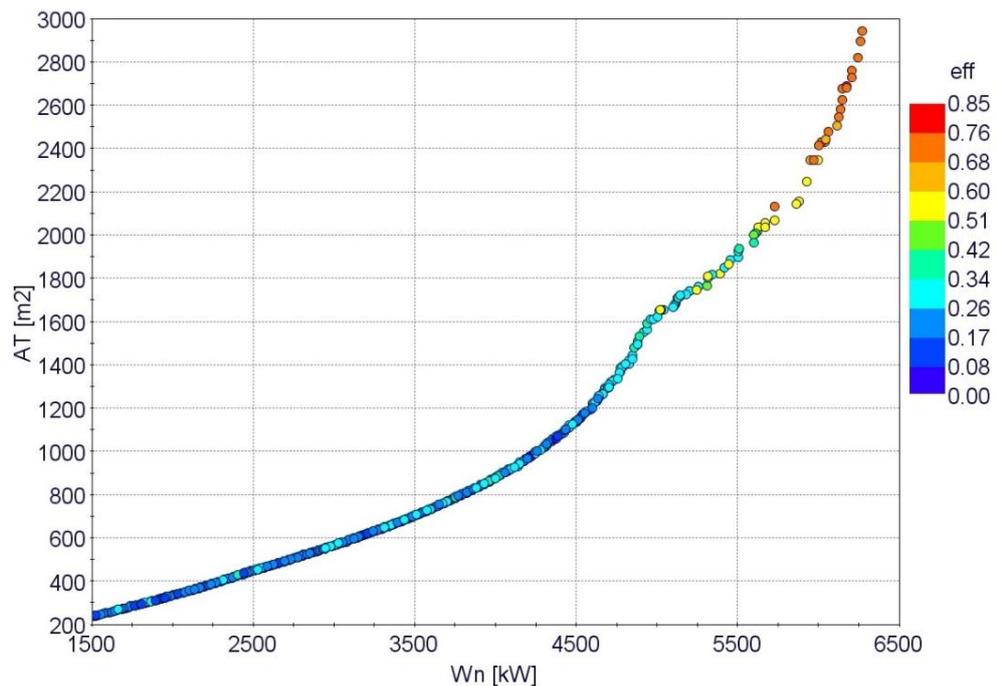


Figura 6.16 Avaliação da efetividade na fronteira de Pareto para RCTG.

Na Figura 6.17 pode-se observar a distribuição da geração de potência na avaliação da RCTG em função da temperatura final dos gases de exaustão da turbina. Nesta fonte, a temperatura final dos gases residuais da turbina é limitada em  $140^{\circ}\text{C}$ , para se evitar a condensação de compostos corrosivos. Percebe-se que a faixa de maior geração de potência do ciclo ORC está relacionada

com a faixa de menor temperatura restrita à fonte. O uso do recuperador interno de calor neste caso, permite melhor aproveitamento de calor da fonte.

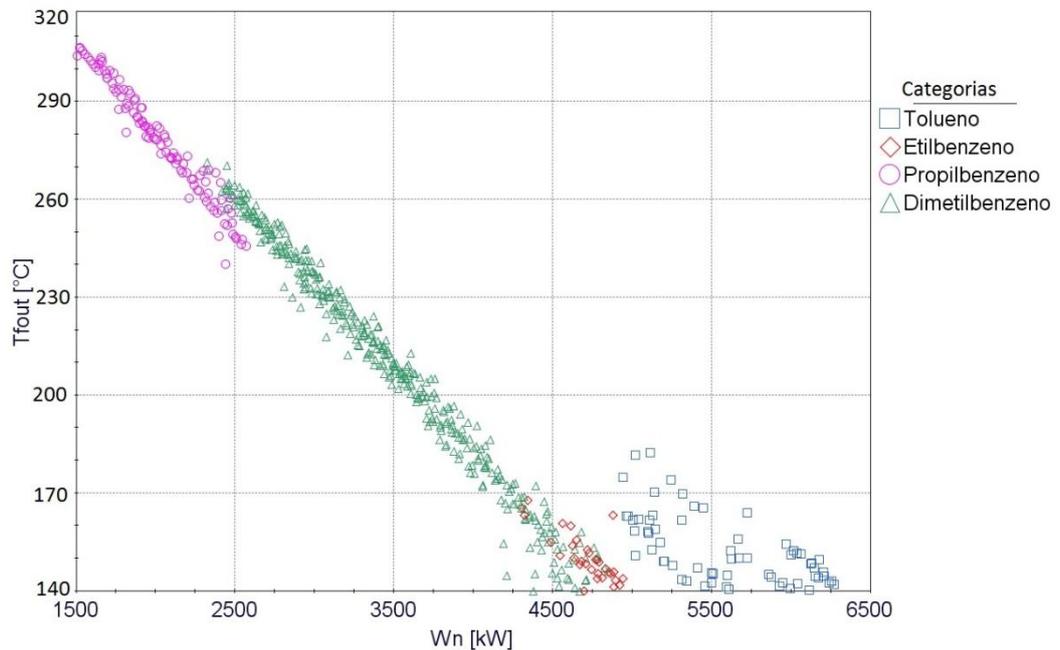


Figura 6.17 Influência da temperatura de saída na geração de potência na RCTG.

A utilização de recuperador de calor interno implica em uma maior temperatura de saída da fonte de calor após a troca de calor com o ciclo ORC, uma vez que parte do calor está sendo recuperado internamente.

Esta característica porém não é apreciável para a aplicação na recuperação de calor nas fontes da UCP e UCC avaliadas nesta dissertação. A fonte avaliada na UCC decorre de um processo de compressão de quatro estágios, onde a energia disponível é o calor gerado a cada estágio de compressão. A diminuição deste calor é vital para eficiência do processo de compressão sucessiva. Da mesma forma na UCP, onde há apenas um estágio de compressão, mas o fluxo de gás passa por um trocador de calor antes de outro processo de compressão do gás na unidade de processamento seguinte.

A integração do ciclo ORC nestas aplicações deve minorar a temperatura do fluxo de gás da fonte de calor após o ciclo ORC, como um dos objetivos de diminuir a dimensão do trocador intermediário da plataforma FPSO, ou até mesmo dispensar o uso deste equipamento. Desta forma, a utilização de recuperador de calor intermediário no ciclo ORC, quando aplicados à estas fontes específicas, foram desconsideradas pois seu efeito é desfavorável nestas ocasiões.

## Capítulo 7      **Conclusões**

No Brasil, a ampliação do uso de FPSO's deve-se as recentes descobertas de petróleo na camada do Pré-sal. Grandes esforços são realizados no caminho da superação tecnológica e desenvolvimento da engenharia nacional, com vistas aos desafios existentes na exploração e produção de petróleo e gás natural em águas ultra profundas e distantes da costa.

Dentro destas perspectivas as plataformas offshore têm sido usadas para expandir a exploração e processamento de petróleo e gás no país, como acontece em outras regiões do mundo. As unidades FPSO (*Floating Productions Storage Offloading*) conceitualmente unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência, se tornaram uma das formulações mais comercialmente viáveis para exploração de jazidas de petróleo em águas profundas

Nesta dissertação avaliou-se o potencial da utilização de ciclos ORC na recuperação de calor residual dos processos produtivos de uma plataforma FPSO brasileira. O grande desafio para geração de potência como suporte à demanda deste insumo em uma FPSO deve-se principalmente à suas restrições quanto ao espaço físico, limitação de peso e segurança.

Neste aspecto o ciclo ORC se apresenta como uma tecnologia de grande potencial para esta aplicação, por se tratar de um sistema compacto e de desempenho econômico apreciável, devido à simplicidade da configuração do ciclo.

O ciclo Rankine orgânico é uma tecnologia eficiente para conversão de calor de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade. 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 de fontes de baixa qualidade energética, permitindo a utilização mais eficiente dos recursos energéticos.

Nesta dissertação foi realizada uma análise dos processos produtivos de uma FPSO brasileira baseado em dados reais de operação fornecidos pelos operadores da planta, (PROJETO BG-18, 2014). Desta análise foi possível identificar preliminarmente as principais fontes de calor residual da plataforma. As fontes verificadas com potencial apreciável para recuperação da energia foram, a Unidade de Compressão Principal,

Unidade de Compressão de CO<sub>2</sub> e a recuperação dos gases de exaustão de turbinas a gás na Unidade de Geração de Potência.

A representação das unidades de produção, simuladas por meio dos softwares comerciais Hysys e GateCycle, proporcionou estimar os parâmetros de operação dos fluxos do processo, permitindo a modelagem termodinâmica das fontes de calor da plataforma. Os resultados das simulações dos processos condizem com os dados reais da operação, demonstrando que o uso destas ferramentas foi eficiente para avaliação do potencial de recuperação de calor na plataforma.

A gama de fluidos de trabalho disponíveis nos ciclos ORC possibilitam avaliar o melhor aproveitamento para cada perfil específico de temperatura das fontes de calor identificadas no processo. Da análise da literatura apresentada nesta dissertação pode-se observar que há um grande número de estudos que propõe a avaliação e seleção do fluido de trabalho ideal para aplicações específicas do ciclo ORC. Porém esta análise não converge para a determinação de um único fluido de trabalho ótimo para cada aplicação específica, uma vez que a escolha do fluido de trabalho pode ser diferente de acordo com o indicador de performance avaliado.

Dentro dessa perspectiva a metodologia de otimização multiobjetivo apresentada nesta dissertação foi indispensável para a verificação do melhor aproveitamento da fonte de calor avaliada. Neste procedimento, a otimização dos parâmetros de operação do ciclo, para cada fluido de trabalho avaliado e para as diferentes fontes de calor investigadas, permitiu a determinação do conjunto de condições de operação que garantam a melhor performance do ciclo ORC, segundo as funções objetivos. Diferentes fluidos compuseram a fronteira de Pareto para a maximização da geração de potência em paralelo com a minimização da área total do ciclo ORC.

A aplicação do ciclo para geração de potência a partir da recuperação de calor, mostrou-se bastante favorável para aplicação em plataformas FPSO. O potencial energético de cada fonte de calor é determinante para avaliação dos parâmetros de operação do ciclo ORC, de forma a permitir maior geração de potência com áreas reduzidas.

A ponderação a respeito da integração ciclo do ORC para cada fonte de calor residual da plataforma, deve ser avaliada segundo diferentes perspectivas em relação as necessidades energéticas da planta.

Quando previsto um aumento da demanda de energia elétrica na plataforma, a recuperação dos gases de escape da turbina a gás se mostra como o maior potencial para integração do ciclo ORC. O aproveitamento de calor desta fonte apresenta a maior capacidade para majoração da geração de potências pelo ciclo ORC aliado à minoração da área.

Por outro lado, quando não é previsto uma ampliação da demanda de potência pelos processos da FPSO, a aplicação do ciclo ORC avaliada neste estudo assume papel importante no aumento da eficiência energética e exergética do processo. Além disto, a geração de eletricidade pelo ciclo ORC permite a redução da utilização das turbinas a gás para geração de potência, acarretando em menor consumo de gás combustível, que pode ser destinado à exportação, além da redução da emissão de CO<sub>2</sub>

Neste aspecto a maximização da geração de potência pelos ciclos ORC na RCTG poderá ser avaliada visando desativar uma das turbinas a gás da plataforma. Na avaliação desta fonte, verifica-se que a integração do ciclo ORC para recuperação dos gases residuais de somente uma turbina a gás, permite a recuperação de aproximadamente 50% da potência produzida por esta, sob as condições de simulação deste estudo.

Por outro lado, a recuperação de calor na Planta de Processamento de Gás, em que o potencial das fontes de calor é bastante reduzido, não se obtém uma geração de potência expressiva. Porém a integração do ciclo ORC neste setor garante uma grande redução da exergia destruída, aumentando a eficiência dos processos de compressão. A exergia destruída ao longo dos processos de uma plataforma FPSO, devido à baixa eficiência dos processos, é determinante para o consumo adicional de gás combustível.

Na avaliação dos resultados da otimização do ciclo ORC para cada uma das fontes de calor, quaisquer combinações de parâmetros (que determinam a configuração do ciclo) os quais compõe a fronteira de Pareto demonstra nos resultados, pode ser selecionável como uma condição ótima de operação do ciclo, segundo a proposta avaliada.

A seleção da melhor opção entre os conjuntos de soluções para cada fonte, pode ser avaliada por diferentes metodologias de classificação de soluções. Porém, para a aplicação em FPSO, a variável de decisão mais expressiva quanto à seleção da configuração do ciclo ORC é a restrição quanto à área disponível em cada plataforma para instalação do ciclo ORC.

A utilização do ciclo ORC mostrou-se favorável ao incremento da eficiência energética e exérgica dos processos da FPSO, atendendo simultaneamente um aumento da oferta de energia elétrica para a plataforma, aliando segurança energética e ambiental.

## 7.1 Trabalhos futuros

O estudo apresentado nesta dissertação evidencia o potencial da aplicação de ciclos ORC para geração de potência elétrica em plataformas FPSO, por meio da recuperação de calor residual, porém para o aperfeiçoamento da avaliação da aplicação desta tecnologia neste contexto sugere-se:

- Como apresentado nesta dissertação, a limitação da área nas plataformas FPSO é o fator primordial para determinação da configuração do ciclo ORC. Desta forma, sugere-se que a otimização dos parâmetros do ciclo ORC leve em conta previamente, a restrição da disponibilidade da área. Pode ser avaliado também a possibilidade do rearranjo da estrutura física dos processos na plataforma, visando a maximização da potência, visto o potencial da aplicação do ciclo apresentado.
- A turbina é um componente determinante tanto na performance quanto nos custos do ciclo ORC. O modelo de projeto termodinâmico do equipamento deve ser incorporado para uma avaliação mais realista dos parâmetros de projeto do ciclo ORC.
- Os critérios de avaliação dos fluidos de trabalho, como apresentados nesta dissertação, considerando restrições ambientais, restrições por segurança e saúde para a aplicação avaliada, devem ser incorporados ao modelo apresentado de avaliação do ciclo ORC.

## Capítulo 8 Bibliografia

ABDEL-AAL, H. K.; AGGOUR, M.; FAHIM, M. . Composition and Characteristics of Crude Petroleum- A brief review. **Petroleum and Gas Field Processing**, p. 42–52, 2003.

AKATSUKA, T. **Modeling and evaluation of the transportation sector in the coke-making industry of Shanxi Province**, 2001. Universidade de Tokio.

ALGIERI, A.; MORRONE, P. Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, p. 236–244, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111007186>>. Acesso em: 18/5/2014.

AL-SULAIMAN, F. A.; HAMDULLAHPUR, F.; DINCER, I. Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 4, p. 439–446, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431110004151>>. Acesso em: 23/7/2014.

ANP. Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. ANP. Regulamento Técnico do Sistema de Gerenciamento da Segurança Operacional das Instalações Marítimas de Perfuração e Produção de Petróleo e Gás Natural. Disponível em: <<<http://www.anp.gov.br/?dw=603>>>. Acesso em: 4/4/2015.

BADR, O.; CALLAGHAN, P. W. O.; PROBERT, S. D. Rankine-Cycle Systems for Harnessing Power from Low-Grade Energy Sources. , v. 36, p. 263–292, 1990.

BADR, O.; O'CALLAGHAN, P.; HUSSEIN, M.; PROBERT, S. Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines. **Applied Energy**, 1984.

BADR, O.; PROBERT, S.; O'CALLAGHAN, P. Performances of multi-vane expanders. **Applied Energy**, v. 20, 1985.

BAIK, Y. J.; KIM, M.; CHANG, K. C.; LEE, Y. S.; YOON, H. K. A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC organic Rankine cycles. **Renewable Energy**, v. 54, p. 78–84, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2012.08.055>>. .

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, 2013. Elsevier. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113001998>>. Acesso em: 10/7/2014.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design & Optimization**. New York, USA: John Wiley & Sons, 1996.

BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A. Pumping work in the organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1-2, p. 781–786, 2013a. Elsevier. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112006898>>. Acesso em: 20/5/2014.

BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A. Experimental investigation of R227ea applied as working fluid in the ORC power plant with hermetic turbogenerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 56, n. 1-2, p. 126–133, 2013b. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113002172>>. Acesso em: 13/3/2014.

BORSUKIEWICZ-GOZDUR, A. Exergy analysis for maximizing power of organic Rankine cycle power plant driven by open type energy source. **Energy**, v. 62, p. 73–81, 2013c. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213003162>>. Acesso em: 27/1/2014.

BOTHAMLEY, M.; CAMPBELL, J. Offshore Processing Options for Oil Platforms. SPE Annual Technical Conference and Exhibition. **Anais...** . p.1–17, 2004. Disponível em: <<http://www.onepetro.org/doi/10.2118/90325-MS>>. .

BRANCHINI, L.; PASCALE, A. DE; PERETTO, A. Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, n. 2, p. 129–140, 2013. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113005437>>. Acesso em: 7/3/2014.

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. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.08.031>>. .

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, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032110001863>>. Acesso em: 21/1/2014.

CHINESE, D.; MENEGHETTI, A.; NARDIN, G. Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: a systems analysis. **International Journal of Energy Research**, v. 28, n. 11, p. 1003–1021, 2004. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/er.1012>>. Acesso em: 21/5/2014.

DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 3, p. 576–582, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890408004342>>. Acesso em: 24/7/2014.

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, 2007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106001475>>. Acesso em: 9/5/2014.

FAKTASIDER. No Title. Disponível em: <factpages.npd.no/factpages/.>. .

FALTINSEN, O. M. **Ocean Technology Series – Sea Loads on Ships and Offshore Structures**. 1<sup>a</sup> ed. Cambridge University Press, 1998.

FENG, Y.; ZHANG, Y.; LI, B.; YANG, J.; SHI, Y. Sensitivity analysis and thermoeconomic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery. **Energy**, v. 82, p. 664–677, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544215000997>>. .

GALANIS, N.; CAYER, E.; ROY, P.; et al. Electricity Generation from Low Temperature Sources. , v. 2, n. 2, p. 55–67, 2009.

GUO, T.; WANG, H. X.; ZHANG, S. J. Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. **Energy**, v. 36, n. 5, p. 2639–2649, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211000831>>. Acesso em: 13/5/2014.

HE, C.; LIU, C.; ZHOU, M.; et al. A new selection principle of working fluids for subcritical organic Rankine cycle coupling with different heat sources. **Energy**, v. 68, p. 283–291, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214001844>>. Acesso em: 18/5/2014.

HE, Y.-L.; MEI, D.-H.; TAO, W.-Q.; YANG, W.-W.; LIU, H.-L. Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle. **Applied Energy**, v. 97, p. 630–641, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261912001468>>. Acesso em: 3/5/2014.

HEBERLE, F.; BRÜGGEMANN, D. Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 11-12, p. 1326–1332, 2010. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431110000712>>. Acesso em: 23/1/2014.

HUNG, T. C.; SHAI, T. Y.; WANG, S. K. A REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLES (ORCs) FOR THE RECOVERY OF LOW-GRADE WASTE HEAT. **Energy**, v. 22, n. 7, p. 661–667, 1997.

HUNG, T. C.; WANG, S. K.; KUO, C. H.; PEI, B. S.; TSAI, K. F. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. **Energy**, v. 35, n. 3, p. 1403–1411, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544209005143>>. Acesso em: 23/1/2014.

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, 2012. Elsevier Ltd.

Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544212001302>>. Acesso em: 4/2/2014.

KLOSTER, P. Reduction of Emissions to Air Through Energy Optimization on Offshore Installations. **SPE International Conference on Health, Safety, and the Environment in Oil and Gas Exploration and Production.**, 2000.

KOTAS, T. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Malabar, USA: Krieger Publishing, 1995.

KOTAS, T. J. Exergy Concepts for Thermal Plants. 1. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 2, n. 3, p. 105–114, 1980.

KWAK, H. Y.; KIM, D. J.; JEON, J. S. Exergetic and Thermo-economic Analyses of Power Plants. **Energy**, v. 28, 2003.

LAKEW, A. A.; BOLLAND, O. Working fluids for low-temperature heat source. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 10, p. 1262–1268, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431110000682>>. Acesso em: 4/2/2014.

LEFFLER, W. L.; PATTAROZZI, R.; STERLING, G. **Deepwater: Petroleum Exploration & Production. A non-technical guide**. 1<sup>a</sup> ed. Tulsa: Pennwell Publishing Company, 2003.

LEMORT, V.; DECLAYE, S.; QUOILIN, S. Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle. **Journal of Power and Energy**, , n. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A:, p. 126–136, 2012.

LEMORT, V.; QUOILIN, S.; CUEVAS, C.; LEBRUN, J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14-15, p. 3094–3102, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431109001173>>. Acesso em: 9/5/2014.

LEYLAND, G. **Multi-Objective Optimisation Applied**, 2002.

MADHAWA, H. H. D.; GOLUBOVIC, M.; WOREK, W. M.; IKEGAMI, Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. **Energy**, v. 32, n. 9, p. 1698–1706, 2007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544207000187>>. Acesso em: 21/1/2014.

MAGO, P. J.; CHAMRA, L. M.; SRINIVASAN, K.; SOMAYAJI, C. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 8-9, p. 998–1007, 2008. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431107002293>>. Acesso em: 4/2/2014.

MAGO, P. J.; SRINIVASAN, K. K.; CHAMRA, L. M.; SOMAYAJI, C. An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles. , , n. October 2007, p. 926–938, 2008.

MAIZZA, V.; MAIZZA, A. FLUIDS IN NON-STEADY FLOWS FOR WASTE ENERGY RECOVERY SYSTEMS. , v. 16, n. 7, 1996.

MEINEL, D.; WIELAND, C.; SPLIETHOFF, H. Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (ORC) concept. **Applied Thermal Engineering**, v. 63, n. 1, p. 246–253, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113008041>>. Acesso em: 10/7/2014.

MOHD, M.; TAHIR, N.; HOSHINO, T. Efficiency of compact organic Rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery. **International Journal of Environmental Science and Engineering**, 2010.

MONTENEGRO, G.; TORRE, A. DELLA; FIOCCO, M.; et al. Evaluating the Performance of a Rotary Vane Expander for Small Scale Organic Rankine Cycles Using CFD tools. **Energy Procedia**, v. 45, p. 1136–1145, 2014. Elsevier B.V. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214001209>>. Acesso em: 23/7/2014.

MUSTHAFAH, M.; YAMADA, N. Thermodynamic analysis of expansion profile for displacement-type expander in low-temperature Rankine cycle. **Thermal Science and Technology**, 2010.

NAJJAR, Y. Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 106, p. 355–364, 2001.

NGUYEN, T.; ELMGAARD, B.; PIEROBON, L.; HAGLIND, F.; BREUHAUS, P. Modelling and analysis of offshore energy systems on North Sea oil and gas platforms. , 2012.

NGUYEN, T. VAN; FÜLÖP, T. G.; BREUHAUS, P.; ELMGAARD, B. Life performance of oil and gas platforms: Site integration and thermodynamic evaluation. **Energy**, v. 73, p. 282–301, 2014.

NGUYEN, T. VAN; JACYNO, T.; BREUHAUS, P.; VOLDSUND, M.; ELMGAARD, B. Thermodynamic analysis of an upstream petroleum plant operated on a mature field. **Energy**, v. 68, p. 454–469, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.040>>. .

NGUYEN, T. VAN; TOCK, L.; BREUHAUS, P.; MARÉCHAL, F.; ELMGAARD, B. Oil and gas platforms with steam bottoming cycles: System integration and thermoenviromonic evaluation. **Applied Energy**, v. 131, p. 222–237, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.06.034>>. .

NORD, L. O.; BOLLAND, O. Steam bottoming cycles offshore Challenges and possibilities. **Journal of Power Technology**, v. 92, 2012.

NORD, L. O.; BOLLAND, O. Design and off-design simulations of combined cycles for offshore oil and gas installations. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, n. 1, p. 85–91, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.01.022>>. .

OLIVEIRA, M. F. **Metodologia para Aplicação de Fontes Renováveis de Energia Elétrica em Plataformas Marítimas de Produção de Petróleo e Gás Natural**, 2013. Universidade de São Paulo.

OLIVEIRA, S.; HOMBEECK, M. VAN. Exergy analysis of petroleum separation processes in offshore platforms. **Energy Conversion and Management**, 1997.

PAPADOPOULOS, A. I.; STIJEPOVIC, M.; LINKE, P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 6-7, p. 760–769, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431109003536>>. Acesso em: 23/1/2014.

PARETO, V. **Cours D’Economie Politique**. Volume I a ed. Lausanne, 1896.

PEI, G.; LI, J.; LI, Y.; WANG, D.; JI, J. Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle. **Energy**, v. 36, n. 5, p. 3215–3223, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211001666>>. Acesso em: 22/5/2014.

PETERSON, R. B.; WANG, H.; HERRON, T. Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 222, n. 3, p. 271–282, 2008. Disponível em: <<http://pia.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/09576509JPE546>>. Acesso em: 20/5/2014.

PETROBRAS. Portal Petrobras. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/estrategia->>. Acesso em: 4/4/2015a.

PETROBRAS. Blog fatos e dados. Disponível em: <<http://fatosedados.blogspetrobras.com.br/>>. Acesso em: 4/4/2015b.

PIEROBON, L.; KANDEPU, R.; HAGLIND, F. Waste Heat Recovery for Offshore Applications. **Volume 6: Energy, Parts A and B**, p. 503, 2012. Disponível em: <<http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?doi=10.1115/IMECE2012-86254>>. .

PIEROBON, L.; NGUYEN, T. VAN; LARSEN, U.; HAGLIND, F.; ELMEGAARD, B. Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. **Energy**, v. 58, p. 538–549, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.039>>. .

PIEROBON, L.; NGUYEN, T.-V.; LARSEN, U.; HAGLIND, F.; ELMEGAARD, B. Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery:

Application in an offshore platform. **Energy**, v. 58, p. 538–549, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213004556>>. Acesso em: 4/2/2014.

PINDER, D. Offshore oil and gas: global resource knowledge and technological change. **Ocean & Coastal Management**, v. 44, n. 9-10, p. 579–600, 2001. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0964569101000709>>. .

PINHO, A. K. J.; SILVA, R. S. M. Tendências de Longo Prazo No Cenário Energético Mundial. , 2013.

PLISGA, W. **Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering**. 2nd ed. Gulf Professional Publishing, 2004.

PROJETO BG-18. **Recuperação de Calor Residual em Unidades FPSO Utilizando Ciclos Rankine não Convencionais**. 2014.

PUNTERVOLD, T.; AUSTAD, T. Injection of seawater and mixtures with produced water into North Sea chalk formation: Impact on wettability, scale formation and rock mechanics caused by fluid-rock interaction. **Proceedings of SPE/EAGE Reservoir Characterization and Simulation Conference**, p. 1–12, 2007.

QIU, G.; LIU, H.; RIFFAT, S. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 16, p. 3301–3307, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111003188>>. Acesso em: 21/1/2014.

QUOILIN, S. **Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications** ., 2011.

QUOILIN, S.; BROEK, M. VAN DEN; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168–186, 2013. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113000592>>. Acesso em: 21/1/2014.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEGROS, A.; GUILLAUME, L. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. , p. 1–10, 2012.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; TCHANCHE, B. F.; LEMORT, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14-15, p. 2885–2893, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111002663>>. Acesso em: 13/5/2014.

QUOILIN, S.; LEMORT, V. Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. , 2009.

ROY, J. P.; MISHRA, M. K.; MISRA, A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. **Energy**, v. 35,

n. 12, p. 5049–5062, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544210004408>>. Acesso em: 4/2/2014.

ROY, J. P.; MISRA, A. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery. **Energy**, v. 39, n. 1, p. 227–235, 2012. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S036054421200031X>>. Acesso em: 9/5/2014.

RYBA, A. **Optimization of Natural Gas Dehydration**, 2005. University of Science and Technology.

SAFARIAN, S.; ARAMOUN, F. Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). **Energy Reports**, v. 1, p. 1–7, 2015. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352484714000080>>. .

SAURET, E.; ROWLANDS, A. S. Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. **Energy**, v. 36, n. 7, p. 4460–4467, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211002441>>. Acesso em: 24/1/2014.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; AUMANN, R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 1033–1039, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544209002382>>. Acesso em: 4/2/2014.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E.; SPLIETHOFF, H. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 8-9, p. 1809–1817, 2009. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431108003645>>. Acesso em: 21/1/2014.

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, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261911001334>>. Acesso em: 22/1/2014.

SHIMAMURA, Y. Review article FPSO / FSO : State of the art. **Marine Science and Technology**, v. 7, p. 59–70, 2002.

SOTOMONTE, C. A. R. **Otimização Multiobjetivo para Seleção de Fluidos de Trabalho e Parâmetros de Projeto no Ciclo Rankine Orgânico**, 2015. Universidade Federal de Itajubá.

SUN, J.; LI, W. Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 11-12, p. 2032–2041, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111100144X>>. Acesso em: 21/1/2014.

SVALHEIM, S. Environmental Regulations and Measures on the Norwegian Continental Shelf. **SPE International Conference on Health, Safety and Environment in Oil and Gas Exploration and Production. Conference on Health, Safety and Environment in Oil and Gas Exploration and Production.**, 2002.

SVALHEIM, S.; DIRECTORATE, N. P.; KING, D. C.; EXPLORATION, B. P. Life of Field Energy Performance. **Offshore Europe**, p. 5, 2003.

SVALHEIM, S.; KING, D. Life of Field Energy Performance. **Proceedings of the SPE Offshore Europe Conference**, 2003.

TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system. **Applied Energy**, v. 87, n. 4, p. 1295–1306, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261909002992>>. Acesso em: 23/7/2014.

TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. 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, 2011. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032111002644>>. Acesso em: 30/4/2014.

TENG, H.; REGNER, G.; COWLAND, C. Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic-fluid Rankine cycle. **SAE Paper**, p. 1–3522., 2006.

TENG, H.; REGNER, G.; COWLAND, C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle Part I: Hybrid energy system of diesel and Rankine engines. **SAE Technical Paper**, p. 1–537, 2007.

THOMAS, J. E.; TRIGGIA, A. A.; CORREIA, C. A. .; et al. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo**. 2<sup>a</sup> ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2001.

TORRES, J. E. B. **USO DOS CICLOS RANKINE ORGÂNICOS PARA O APROVEITAMENTO DO CALOR RESIDUAL EM INSTALACOES DE PRODUCAO DE PETRÓLEO E GÁS**, 2014. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA.

VANNER, R. Energy Use in Offshore Oil and Gas Production: Trends and Drivers for Efficiency from 1975 to 2025. **Policy Studies Institute**, 2005.

VELDHUIZEN, D. A. VAN; LAMONT, G. B. Multiobjective Evolutionary Algorithm Test Suites. **ACM Symposium on Applied Computing**, p. 351–357, 1999.

WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D'HAESELEER, W. Optimum configuration of shell-and-tube heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 83, p. 177–187, 2014. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890414002672>>. Acesso em: 13/5/2014.

WANG, D.; LING, X.; PENG, H.; LIU, L.; TAO, L. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. **Energy**, v. 50, p. 343–352, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544212008687>>. Acesso em: 20/1/2014.

WANG, H.; PETERSON, R. B.; HERRON, T. Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 223, n. 7, p. 863–872, 2009a. Disponível em: <<http://pia.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/09576509JPE741>>. Acesso em: 15/8/2014.

WANG, H.; PETERSON, R. B.; HERRON, T. Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 223, n. 7, p. 863–872, 2009b. Disponível em: <<http://pia.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/09576509JPE741>>. Acesso em: 20/5/2014.

WANG, J. L.; ZHAO, L.; WANG, X. D. A comparative study of pure and zeotropic mixtures in low-temperature solar Rankine cycle. **Applied Energy**, v. 87, n. 11, p. 3366–3373, 2010. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261910001844>>. Acesso em: 4/5/2014.

WANG, J.; YAN, Z.; WANG, M.; LI, M.; DAI, Y. Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. **Energy Conversion and Management**, v. 71, p. 146–158, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.03.028>>. .

WANG, J.; YAN, Z.; WANG, M.; MA, S.; DAI, Y. Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source. **Energy**, v. 49, p. 356–365, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544212008675>>. Acesso em: 4/2/2014.

WANG, T.; ZHANG, Y.; PENG, Z.; SHU, G. A review of researchs on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, 2011.

WEI, D.; LU, X.; LU, Z.; GU, J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 4, p. 1113–1119, 2007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890406003347>>. Acesso em: 9/5/2014.

WILKINSON, R. **Speaking oil & gas**. Australia, 2006.

XI, H.; LI, M.-J.; XU, C.; HE, Y.-L. Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. **Energy**, v. 58, p. 473–482, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544213005379>>. Acesso em: 4/2/2014.

YAMAMOTO, T.; FURUHATA, T.; ARAI, N.; MORI, K. Design and testing of the Organic Rankine Cycle. **Elsevier Science Ltd.**, v. 26, p. 239–251, 2001.

YANG, B.; PENG, X.; HE, Z.; GUO, B.; XING, Z. Experimental investigation on the internal working process of a CO<sub>2</sub> rotary vane expander. **Applied Thermal Engineering**, 2009.

ZHANG, J.; ZHOU, Y.; WANG, R.; XU, J.; FANG, F. Modeling and constrained multivariable predictive control for ORC (Organic Rankine Cycle) based waste heat energy conversion systems. **Energy**, v. 66, p. 128–138, 2014. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214000905>>. Acesso em: 9/5/2014.

ZHU, S.; DENG, K.; QU, S. Energy and exergy analyses of a bottoming rankine cycle for engine exhaust heat recovery. **Energy**, v. 58, p. 448–457, 2013. Elsevier Ltd. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.031>>. .

## ANEXO I

### MODELAGEM EXERGÉTICA NA PLANTA DE PROCESSAMENTO DE GÁS

- **Compressor (I):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{W}_{comp} + (\dot{m}_f \times e_1) - (\dot{m}_f \times e_2)$$

Recurso:

$$\dot{E}_i^R = \dot{E}_{comp}$$

Produto:

$$\dot{E}_i^P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^i = \frac{E_i^P}{E_i^R} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_{comp}}$$

- **Evaporador 1 (II):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_2 - e_3) - \dot{m}_{orc}(e_7 - e_8)$$

Recurso:

$$\dot{E}_{ii}^R = \dot{E}_2 - \dot{E}_3$$

Produto:

$$\dot{E}_{ii}^P = \dot{E}_8 - \dot{E}_7$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{ii} = \frac{E_{ii}^P}{E_{ii}^R} = \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$$

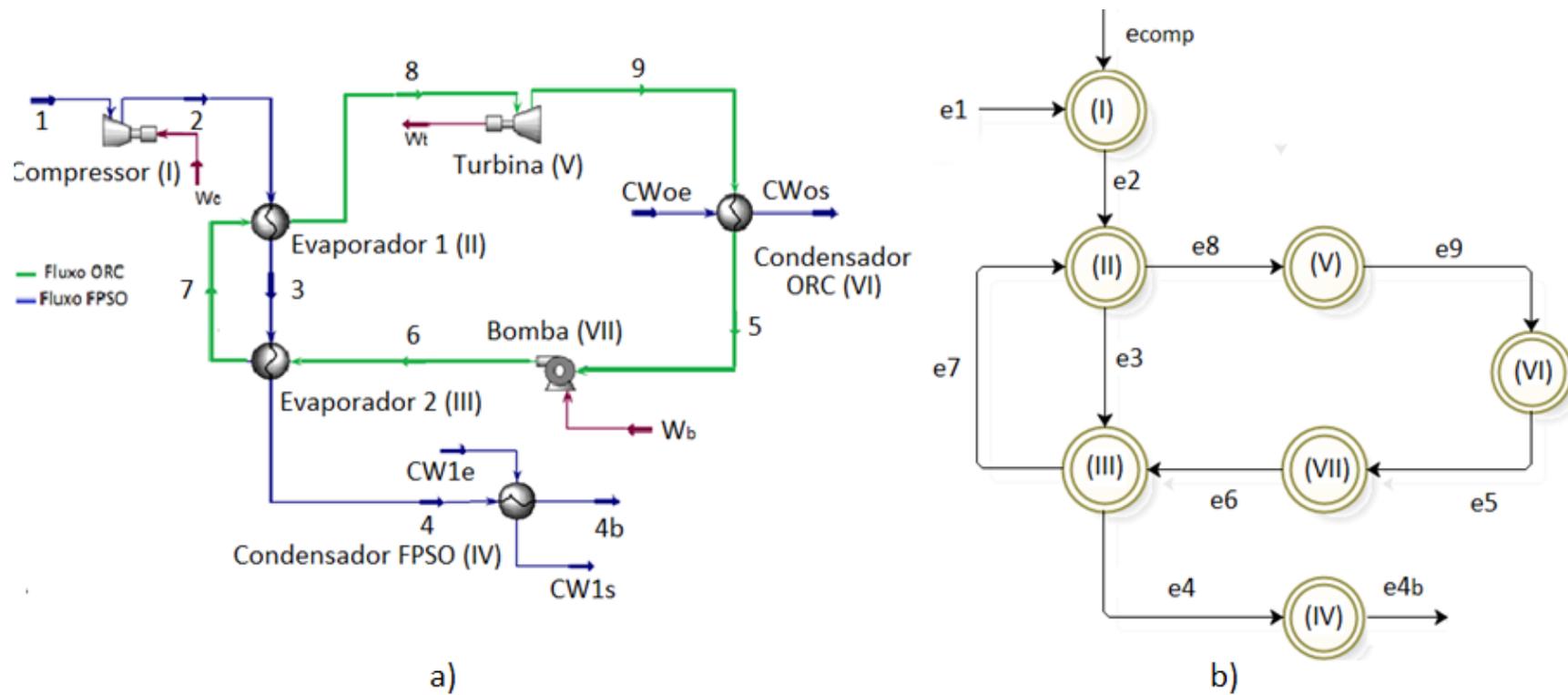


Figura 1: a) Diagrama de operação do ciclo ORC e b) Representação esquemática do fluxo de exergia relativo à operação

### **Evaporador 2 (III):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_3 - e_4) - \dot{m}_{orc}(e_6 - e_7)$$

Recurso:

$$\dot{E}_{iii}^R = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$$

Produto:

$$\dot{E}_{iii}^P = \dot{E}_7 - \dot{E}_6$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{iii} = \frac{E_{iii}^P}{E_{iii}^R} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_6}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$$

- **Condensador FPSO (IV):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_4 - e_{4b}) - \dot{m}_{CW_1}(e_{CW_{1e}} - e_{CW_{1s}})$$

Recurso:

$$\dot{E}_i^R = \dot{E}_4 - \dot{E}_{4b}$$

Produto:

$$\dot{E}_i^P = \dot{C}W_{1s} - \dot{C}W_{1e}$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{iv} = \frac{E_{iv}^P}{E_{iv}^R} = \frac{\dot{C}W_{1s} - \dot{C}W_{1e}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_{4b}}$$

- **Turbina (V):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = -\dot{W}_t + \dot{m}_{ORC}(e_8 - e_9)$$

Recurso:

$$\dot{E}_{vi}^R = \dot{E}_8 - \dot{E}_9$$

Produto:

$$\dot{E}_i^P = \dot{W}_t$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^i = \frac{\dot{E}_i^P}{\dot{E}_i^R} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9}$$

- **Bomba (VI):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{W}_b + \dot{m}_{ORC}(e_5 - e_6)$$

Recurso:

$$\dot{E}_v^R = \dot{W}_b$$

Produto:

$$\dot{E}_v^P = \dot{E}_6 - \dot{E}_5$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^i = \frac{\dot{E}_i^P}{\dot{E}_i^R} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_b}$$

- **Condensador ORC (VII):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_9 - e_5) - \dot{m}_{CW_2}(e_{CW_{2e}} - e_{CW_{2s}})$$

Recurso:

$$\dot{E}_i^R = \dot{E}_9 - \dot{E}_5$$

Produto:

$$\dot{E}_i^P = \dot{C}\dot{W}_{Os} - \dot{C}\dot{W}_{Oe}$$

Eficiência exergetica do equipamento:

$$\eta_{exg}^i = \frac{E_i^P}{E_i^R} = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_5}{\dot{C}\dot{W}_{Os} - \dot{C}\dot{W}_{Oe}}$$

• Eficiência exergetica do sistema:

➤ Ciclo FPSO:

$$\eta_{exg_{tot}} = \frac{E_{Total}^P}{E_{Total}^R} = \frac{\dot{W}_{comp}}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_{4b})}$$

➤ Ciclo ORC:

$$\eta_{exg_{tot}} = \frac{E_{Total}^u}{E_{Total}^a} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_{Ab})}{\dot{W}_n}$$

➤ Ciclo integrado:

$$\eta_{exg_{Total}} = \frac{E_{Total}^u}{E_{Total}^a} = \frac{\dot{W}_{comp}}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_{4b}) + \dot{W}_n}$$

## MODELAGEM EXERGÉTICA DA RECUPERAÇÃO DE CALOR DAS TURBINAS A GÁS

- **Evaporador 1 (I):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_1 - e_2) - \dot{m}_{orc}(e_7 - e_8)$$

Recurso:

$$\dot{E}_i^R = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$$

Produto:

$$\dot{E}_i^P = \dot{E}_8 - \dot{E}_7$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^i = \frac{\dot{E}_i^P}{\dot{E}_i^R} = \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2}$$

- **Evaporador 2 (II):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_f(e_2 - e_3) - \dot{m}_{orc}(e_{6b} - e_7)$$

Recurso:

$$\dot{E}_{ii}^R = \dot{E}_2 - \dot{E}_3$$

Produto:

$$\dot{E}_{ii}^P = \dot{E}_7 - \dot{E}_{6b}$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{ii} = \frac{\dot{E}_{ii}^P}{\dot{E}_{ii}^R} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_{6b}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$$

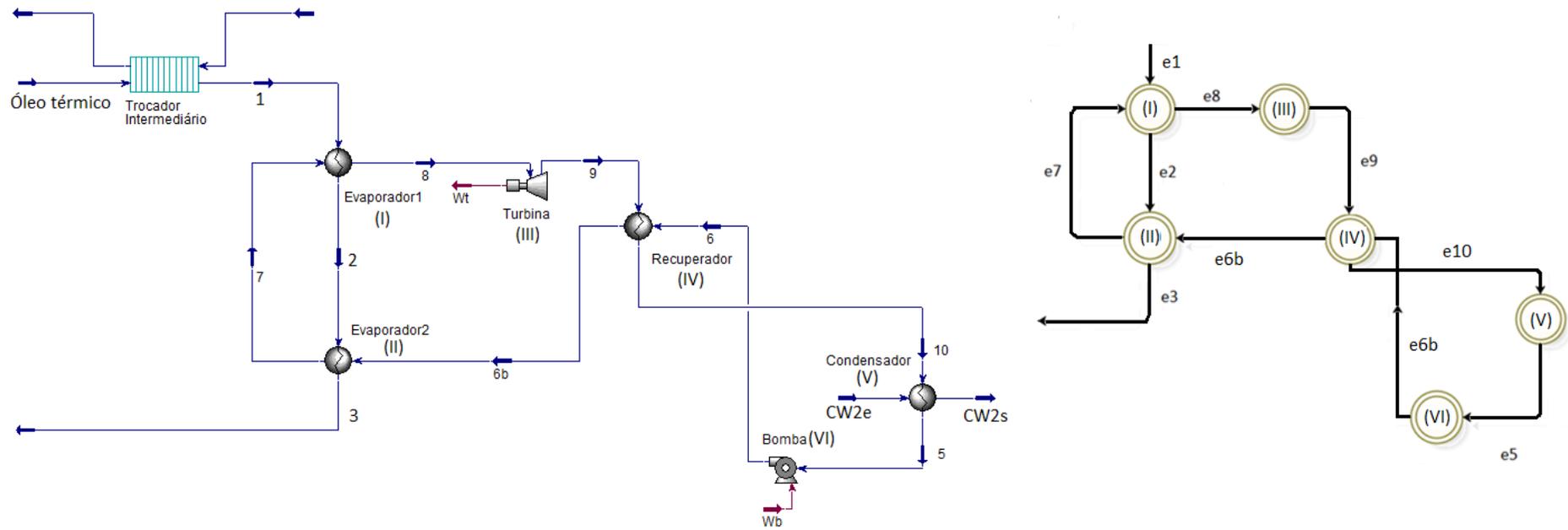


Figura 2: a) Diagrama de operação do ciclo ORC e b) Representação esquemática do fluxo de exergia relativo à operação

- **Turbina (III):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = -\dot{W}_t + \dot{m}_{ORC}(e_8 - e_9)$$

Recurso:

$$\dot{E}_{iii}^R = \dot{E}_8 - \dot{E}_9$$

Produto:

$$\dot{E}_{iii}^P = \dot{W}_t$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{iii} = \frac{E_{iii}^P}{E_{iii}^R} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9}$$

- **Recuperador de Calor (IV):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_{ORC}(e_9 - e_{10}) - \dot{m}_{ORC}(e_6 - e_{6b})$$

Recurso:

$$\dot{E}_v^R = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$$

Produto:

$$\dot{E}_v^P = \dot{E}_6 - \dot{E}_{6b}$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^v = \frac{E_v^P}{E_v^R} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_{6b}}{\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}}$$

- **Condensador ORC (V):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_{ORC}(e_{10} - e_5) - \dot{m}_{CW}(e_{CW_{1e}} - e_{CW_{1s}})$$

Recurso:

$$\dot{E}_{vi}^R = \dot{E}_{10} - \dot{E}_5$$

Produto:

$$\dot{E}_{vi}^P = \dot{E}_{CW_{1s}} - \dot{E}_{CW_{1e}}$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{vi} = \frac{E_{vi}^P}{E_{vi}^R} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_5}{\dot{E}_{CW_{1s}} - \dot{E}_{CW_{1e}}}$$

- **Bomba (VI):**

Exergia destruída:

$$\dot{E}_d = \dot{W}_b + \dot{m}_{ORC}(e_5 - e_{6b})$$

Recurso:

$$\dot{E}_{iv}^R = \dot{W}_b$$

Produto:

$$\dot{E}_{iv}^P = \dot{E}_{6b} - \dot{E}_5$$

Eficiência exergética do equipamento:

$$\eta_{exg}^{iv} = \frac{E_{iv}^P}{E_{iv}^R} = \frac{\dot{E}_{6b} - \dot{E}_5}{\dot{W}_b}$$

- Eficiência exergética do sistema:

➤ Ciclo ORC:

$$\eta_{exg_{Total}} = \frac{E_{Total}^u}{E_{Total}^a} = \frac{(\dot{E}_1 - \dot{E}_3)}{\dot{W}_n}$$

## RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

- **Primeiro estágio de compressão UCC**

Tabela 1: Avaliação exergética do primeiro estágio de compressão na UCC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	6184,46	5041,01	1143,45	81,51
Condensador FPSO	1155,27	408,87	746,40	35,39

Tabela 2 Avaliação exergética do ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	633,18	524,75	108,42	82,88
Evaporador 2	383,24	330,25	52,98	86,17
Bomba	62,81	55,37	7,43	88,16
Turbina	700,79	566,64	134,14	80,86
Condensador ORC	209,59	169,33	40,26	80,79

Tabela 3 Avaliação exergética do primeiro estágio de compressão na UCC integrada ao ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	6184,46	5041,01	1143,45	81,51
Evaporador 1	633,18	524,75	108,42	82,88
Evaporador 2	383,24	330,25	52,98	86,17
Condensador FPSO	138,85	79,12	59,73	56,98
Bomba	62,81	55,37	7,43	88,16
Turbina	700,79	566,64	134,14	80,86
Condensador ORC	209,59	169,33	40,26	80,79

Tabela 4 Avaliação exergética da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Inicial	4383,46	1943,98	1754,48	62,83
ORC	1738,47	859,60	523,86	43,61
Integrado	4383,46	2803,58	1181,20	70,98

- Segundo estágio de compressão UCC

Tabela 5 Avaliação exergetica do primeiro estágio de compressão na UCC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	6063,80	4926,60	1137,20	81,25
Condensador FPSO	1260,81	408,87	851,94	32,43

Tabela 6 Avaliação exergetica do ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	694,28	574,82	119,46	82,79
Evaporador 2	416,57	361,77	54,80	86,85
Bomba	68,81	60,66	8,15	88,16
Turbina	767,65	620,54	147,12	80,84
Condensador ORC	229,60	192,74	36,85	83,95

Tabela 7 Avaliação exergetica do segundo estágio de compressão na UCC integrada ao ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	6063,80	4926,60	1137,20	81,25
Evaporador 1	694,28	574,82	119,46	82,79
Evaporador 2	416,57	361,77	54,80	86,85
Condensador FPSO	149,96	83,24	66,73	55,51
Bomba	68,81	60,66	8,15	88,16
Turbina	767,65	620,54	147,12	80,84
Condensador ORC	229,60	192,74	36,85	83,95

Tabela 8 Avaliação exergetica da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Inicial	6063,80	3665,79	1989,14	60,45
ORC	1110,84	551,73	366,37	43,76
Integrado	6063,80	4217,52	1570,30	69,55

- **Terceiro estágio de compressão UCC**

Tabela 9 Avaliação exergética do terceiro estágio de compressão na UCC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	5586,86	4571,12	1015,74	81,82
Condensador FPSO	1571,84	570,75	1001,10	36,31

Tabela 10 Avaliação exergética do ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	810,92	616,76	194,16	76,06
Evaporador 2	716,49	692,57	23,93	96,66
Bomba	131,29	109,50	21,79	83,40
Turbina	1052,42	850,15	202,27	80,78
Condensador ORC	366,41	295,84	70,57	80,74

Tabela 11 Avaliação exergética do terceiro estágio de compressão na UCC integrada ao ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	5586,86	4571,12	1015,74	81,82
Evaporador 1	810,92	616,76	194,16	76,06
Evaporador 2	716,49	692,57	23,93	96,66
Condensador FPSO	44,43	36,22	8,22	81,51
Bomba	131,29	109,50	21,79	83,40
Turbina	1052,42	850,15	202,27	80,78
Condensador ORC	366,41	295,84	70,57	80,74

Tabela 12 Avaliação exergética da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Inicial	5586,86	2999,28	2016,83	53,68
ORC	1527,41	718,86	512,72	45,73
Integrado	5586,86	3718,14	1536,67	66,55

- **Quarto estágio de compressão**

Tabela 13 Avaliação exergetica do quarto estágio de compressão na UCC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	4383,46	3732,44	651,02	85,15
Condensador FPSO	1788,46	685,00	1103,46	38,30

Tabela 14 Avaliação exergetica do ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	955,33	787,78	167,54	82,46
Evaporador 2	783,15	775,05	8,10	98,97
Bomba	150,91	127,88	23,03	84,74
Turbina	1251,15	1010,52	240,63	80,77
Condensador ORC	439,56	355,01	84,55	80,76

Tabela 15 Avaliação exergetica do quarto estágio de compressão na UCC integrada ao ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	4383,46	3732,44	651,02	85,15
Evaporador 1	955,33	787,78	167,54	82,46
Evaporador 2	783,15	775,05	8,10	98,97
Condensador FPSO	49,99	43,67	6,32	87,36
Bomba	150,91	127,88	23,03	84,74
Turbina	1251,15	1010,52	240,63	80,77
Condensador ORC	439,56	355,01	84,55	80,76

Tabela 16 Avaliação exergetica da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Inicial	4383,46	1943,98	1754,48	44,35
ORC	1738,47	859,60	523,86	48,06
Integrado	4383,46	2803,58	1181,20	63,96

- **Compressão Principal**

Tabela 17 Avaliação exergética da compressão na UCP.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	14250,93	12239,06	2011,88	85,88
Condensador FPSO	3719,29	1221,92	2497,37	32,85

Tabela 18 Avaliação exergética do ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	1285,07	1160,33	124,74	90,29
Evaporador 2	2279,76	2275,01	4,76	99,79
Bomba	280,43	215,43	65,00	76,82
Turbina	2875,64	2345,83	529,81	81,58
Condensador ORC	775,11	630,11	145,01	81,29

Tabela 19 Avaliação exergética da compressão na UCP integrada ao ciclo ORC.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Compressor	14250,93	12239,06	2011,88	85,88
Evaporador 1	1285,07	1160,33	124,74	90,29
Evaporador 2	2279,76	2275,01	4,76	99,79
Condensador FPSO	154,46	112,17	42,28	72,62
Bomba	280,43	215,43	65,00	76,82
Turbina	2875,64	2345,83	529,81	81,58
Condensador ORC	775,11	630,11	145,01	81,29

Tabela 20 Avaliação exergética da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Inicial	14250,93	8519,77	4509,24	59,78
ORC	3564,83	2065,41	869,32	55,53
Integrado	14250,93	10585,18	2923,48	74,28

- Recuperação de calor da turbina a gás:

Tabela 21 Avaliação exergética integrada do ciclo ORC na RCTG.

<b>Equipamento</b>	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
Evaporador 1	2452,14	2150,06	302,08	87,68
Evaporador 2	10205,90	7026,71	3179,20	68,85
Bomba	172,10	139,73	32,37	81,19
Turbina	7765,53	6572,10	1193,43	84,63
Condensador ORC	1211,03	891,52	319,51	73,62
Trocador Interno	537,16	197,23	339,94	36,72

Tabela 22 Avaliação exergética da integração do sistema ORC

	<b>Recurso [kW]</b>	<b>Produto [kW]</b>	<b>Ed [kW]</b>	<b>Eficiência [%]</b>
ORC	3564,83	2065,41	869,32	50,56