

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

**Dimensionamento de trocadores de calor para
recuperação de calor residual em sistema ORC
de uma FPSO**

Tatiane Caetano Silva

Itajubá, Julho de 2016

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

Tatiane Caetano Silva

**Dimensionamento de trocadores de calor para
recuperação de calor residual em sistema ORC
de uma FPSO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Rodriguez Coronado

Co-orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa Nascimento

Julho de 2016
Itajubá

SILVA, Tatiane Caetano

Dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual em sistema ORC de uma FPSO/ Tatiane Caetano Silva – Itajubá: UNIFEI, 2016.

142p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Itajubá, 2016.

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Rodriguez Coronado

1. Trocadores de calor – Recuperação de calor residual – Ciclo Rankine Orgânico - Unidades FPSO

I. Coronado, Christian J. R. II. Universidade Federal de Itajubá III. Dimensionamento de Trocadores de calor para recuperação residual em sistema ORC de uma FPSO.

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

Tatiane Caetano Silva

**Dimensionamento de trocadores de calor para
recuperação de calor residual em sistema ORC
de uma FPSO**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 18 de
Julho de 2016, conferindo ao autor o título de **Mestre em
Ciências em Engenharia Mecânica**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez (Orientador)
– IEM - UNIFEI

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa Nascimento (Co-Orientador) –
IEM – UNIFEI

Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna – FEG - UNESP

Prof. Dr. Fagner Goulart Dias – IEM - UNIFEI

Itajubá

2016

Dedicatória

Dedico este trabalho primeiramente à Deus, a Délcia Felícia de Lima (in memoriam) e a todos aqueles que de alguma forma me incentivaram a seguir os meus objetivos.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à Deus por me amparar nos momentos difíceis, me dar força interior para superar as dificuldades, mostrar o caminho nas horas incertas e me suprir em todas as minhas necessidades.

Aos meus pais Ricardo e Délcia por terem me proporcionado educação e formação. Em especial a minha mãe Délcia (in memoriam) que em muitos momentos abriu mão dos seus sonhos para que eu pudesse viver os meus.

As minhas irmãs Taciane e Taiãne por todo apoio e incentivo nos momentos mais difíceis.

Aos colegas e amigos por todo apoio nesta caminhada.

Ao meu namorado Fábio que sempre me apoia em tudo que faço, me incentivando a não desistir e a conseguir alcançar meus objetivos.

A toda minha família, pelo apoio e torcida.

Aos meus orientadores Christian Jeremi Rodriguez Coronado, Marco Antonio Rosa Nascimento e ao amigo Thiago Gotelip pela constante ajuda e contribuição neste trabalho.

A todos os professores, que deram grande contribuição para minha formação e ajudaram a fazer com que meu trabalho fosse concluído.

À CAPES pelo apoio financeiro através do programa de bolsas.

Epígrafe

“O que prevemos raramente ocorre; o que menos esperamos geralmente acontece” – Benjamin Disraeli.

Resumo

Silva, T. C (2016), *Dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual em sistema ORC de uma FPSO*, Itajubá, 150p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

Nos últimos anos no Brasil o uso de uma FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*) vem aumentando, possibilitando a exploração de petróleo em áreas de águas profundas como do pré-sal, bem como em locais que não possuem instalações próximas, ou ainda que torna inviável a construção de dutos para transporte do petróleo. Com a queda dos preços no barril do petróleo nos últimos dois anos, a indústria petrolífera vem buscando o aprimoramento da eficiência energética. O ciclo Rankine orgânico (ORC) desponta como tecnologia a ser utilizada para recuperar o calor residual proveniente dos gases de exaustão das turbinas de potência das plantas industriais e, principalmente, em FPSOs. Isto levará a geração de energia de forma eficiente, permitindo um decréscimo na carga das mesmas, reduzindo as emissões de calor e um menor consumo de combustível. O presente trabalho apresenta o dimensionamento de trocadores de calor compactos para serem utilizados em um ciclo ORC para geração da máxima potência com a menor área de trabalho. O tamanho e o peso são fatores importantes no momento da inserção de novos sistemas em uma FPSO. Sendo assim, neste estudo será realizada uma análise dos tipos de trocadores de calor e as superfícies de transferência de calor mais adequadas para um sistema ORC. Este estudo foi realizado com os dados técnicos de uma FPSO brasileira real e em operação atualmente. Foram realizadas simulações para quatro fluidos de trabalho. Um estudo mais detalhado foi realizado com fluido que produz a maior potência gerada na turbina, avaliando a influência da variação da temperatura e do *pinch point* no dimensionamento dos trocadores de calor. Uma base de dados computadorizada será criada e utilizada como ferramenta para o dimensionamento dos trocadores de calor, tendo os dados termodinâmicos necessários obtidos através do software comercial de simulação petroquímica ASPEN-HYSYS® v.8.6. Foi realizado o cálculo para custo de investimento de planta ORC, assim como custo de investimento para cada equipamento, através do modelo econômico baseado no CEPCI (Chemical engineering Plant Cost Index).

Palavras-chave: Trocadores de calor, recuperação de calor residual, ciclo Rankine orgânico, unidades FPSO

Abstract

Silva, T. C (2016), *Heat Exchanger Design for Low Grade Waste Heat Recovery in Organic Rankine Cycle System of an FPSO*, Itajubá, 150p. MSc. Dissertation – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá

In recent years in Brazil the use of a FPSO (Floating, Production, Storage and Offloading) is increasing, allowing oil exploration in deepwater areas such as the pre-salt, and in places that do not have nearby facilities, or making it infeasible to build pipelines for oil transportation. With the fall of prices in the oil barrel in the past two years, the oil industry has been seeking to improve energy efficiency. The organic Rankine cycle (ORC) emerge as technology used to recover the waste heat from the exhaust gases of the power turbine for industrial plants and especially for FPSOs. This will lead to generation of energy efficient, allowing a decrease in charge of them, reducing emissions of heat and lower fuel consumption. This paper presents the design of compact heat exchangers for use in a ORC cycle to generate maximum power with the smallest desktop. The size and weight are important factors at the time of insertion of new systems into an FPSO. Therefore, this study will be performed an analysis of the most appropriate types of heat exchangers and heat transfer surfaces for ORC system. This study was conducted with the technical data of a real Brazilian FPSO and in operation. Simulations were performed for four working fluids. A more detailed study was carried out with fluid that produces most power generated by the turbine, evaluating the influence of temperature variation and pinch point in the design of heat exchangers. A computerized database will be created and used as a tool for the design of heat exchangers, having the necessary thermodynamic data obtained from commercial software simulation petrochemical ASPEN-HYSYS® v.8.6. It was calculated to cost ORC plant investment as well as investment cost for each equipment through the economic model based on CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index).

Keywords: Heat exchanger, Organic Rankine Cycle, Recovery of waste heat, Units FPSO.

Lista de Figuras

Figura 2.1 Plataforma fixa	5
Figura 2.2 Plataforma Autolavável.....	6
Figura 2.3 Imagem de projeto de plataforma semi-submersível.	7
Figura 2.4 Imagem de FPSO MV10	8
Figura 2.5 Sistema de processamento de óleo e gás natural, com flare em funcionamento....	12
Figura 2.6 Básico Layout de uma FPSO vista de cima	13
Figura 2.7 Resumo de operação de uma FPSO	14
Figura 2.8 Uso final de energia em uma FPSO	16
Figura 2.9 Descrição dos principais processos em uma FPSO.....	18
Figura 2.10 Turbina a Gás SGT-600	19
Figura 3.1 Esquema do ciclo Rankine Orgânico	20
Figura 3.2 Ciclo ORC e diagrama T x s	23
Figura 3.3 Ciclo ORC com recuperador, e digrama T x s	24
Figura 3.4 Diagrama T x s para fluidos isentrópico, úmido e seco.	27
Figura 3.5 Diagrama T x s típico de alguns fluidos orgânicos e da água.....	28
Figura 3.6 ODP para diversos fluidos refrigerante.....	30
Figura 3.7 Ciclo ORC com entrada direta de calor.	33
Figura 3.8 Ciclo ORC com trocador de calor	34
Figura 3.9 Esquema simplificado do ciclo ORC para uma fonte de biomassa	35
Figura 3.10 Ciclo ORC adaptado à recuperação de calor residual.....	37
Figura 4.1 Trocador compacto aletado (a) tubo aletado individualmente, (b) aleta longitudinal, (c) tubo e placa contínua.....	40
Figura 4.2 Geometria das aletas utilizadas nos trocadores compactos de tubo aletado.	41
Figura 4.3 Arranjo dos Tubos Aletados (a) tubos em linha, (b) tubos escalonados.....	42
Figura 4.4 Modelos de trocadores compactos	43
Figura 4.5 Trocador compacto placa aleta (a) elementos típicos de um trocador de calor placa aletada (b) fluxo das correntes.....	44
Figura 4.6 Geometria das aletas	44
Figura 5.1 Esquema da planta ORC estudada	53
Figura 5.2 Esquema do evaporador	54

Figura 5.3 Esquema da zona sub-resfriada do evaporador.....	55
Figura 5.4 Esquema da zona saturada do evaporador	56
Figura 5.5 Esquema da zona superaquecida do evaporador	57
Figura 5.6 Esquema do modelo da matriz do trocador de calor tubo aletado (placa continua) estudado.....	58
Figura 5.7 Matriz do trocador tubo aletado e suas dimensões.....	58
Figura 5.8 Relação entre a aleta quadrada e aleta redonda.....	60
Figura 5.9 Esquema do recuperador	75
Figura 5.10 Esquema do recuperador	76
Figura 5.11 Esquema do condensador	78
Figura 6.1 Área x Temperatura.....	85
Figura 6.2 Esquema do ciclo ORC estudado.....	85
Figura 6.3 Variação de Volume do Recuperador x T_{5b}	91
Figura 6.4 Variação da Área de transferência de calor x T_{5b}	92
Figura 6.5 Variação da queda de pressão na tubulação do recuperador x Volume.....	93
Figura 6.6 Variação do comprimento x Volume	93
Figura 6.7 Variação do volume do condensador x temperatura de entrada (T_{5b}).....	96
Figura 6.8 Variação Área de transferência de calor do condensador x temperatura de entrada no condensador (T_{5b}).....	96
Figura 6.9 Variação da perda de carga x Volume	97
Figura 6.10 Variação do comprimento x Volume do condensador	98

Lista de Tabelas

Tabela 3.1- Propriedades dos fluidos orgânicos	29
Tabela 3.2 - Custo, Índice de impacto ambiental e segurança de alguns fluidos refrigerantes	31
Tabela 4.1 Faixa de valores recomendados para velocidade de escoamento.	47
Tabela 4.2 Valores de orientação usuais de perda de carga admissíveis.....	47
Tabela 5.1 Fator de Colburn para os trocadores compactos tubo aletado estudados	65
Tabela 5.2 Fator de atrito para trocadores de calor compactos de tubo aletado.....	66
Tabela 5.3 Modelo de Cálculo das propriedades média dos fluidos	76
Tabela 5.4 Modelo de Cálculo das propriedades média dos fluidos do recuperador	77
Tabela 6.1 Características dos tipos de trocadores de calor de tubos e placas estudados	81
Tabela 6.2 Dados de entrada para simulação	82
Tabela 6.3 Temperaturas de entrada e de saída no trocador intermediário	83
Tabela 6.4 Resultados obtidos para superfícies 8.0 – 3/8 T e 7.75 – 5/8 T.....	83
Tabela 6.5 Variação dos parâmetros baseados na variação de temperatura.....	84
Tabela 6.6 Influência da variação de temperatura da fonte quente no dimensionamento do evaporador	87
Tabela 6.7 Resultados característicos do evaporador para temperatura 380 °C.....	88
Tabela 6.8 Resultados característicos do evaporador para temperatura 370 °C.....	88
Tabela 6.9 Resultados característicos do evaporador para temperatura 360 °C.....	89
Tabela 6.10 Volume e área de transferência de calor para os diferentes fluidos de trabalho...	90
Tabela 6.11 Variação do volume do recuperador em função da variação de temperatura.....	91
Tabela 6.12 Alguns parâmetros resultantes do recuperador.....	92
Tabela 6.13 Volume e Área de transferência de calor do recuperador para diferentes fluidos de trabalho	94
Tabela 6.14 Variação do volume do condensador x T_{5b}	95
Tabela 6.15 Alguns parâmetros resultantes no dimensionamento do condensador	97
Tabela 6.16 Volume e Área de Transferia de calor do recuperador para diferentes fluidos de trabalho	98
Tabela 6.17 Parâmetros do ciclo ORC para T_b de 380 °C.....	100
Tabela 6.18 Parâmetros característicos do ciclo ORC para T_b de 370 °C	101
Tabela 6.19 Parâmetros característicos do ciclo ORC para T_b de 360 °C	102
Tabela 7.1- Coeficientes “K’s” referentes ao tamanho ou capacidade e ao tipo de equipamento (Turton,2008).....	106

Tabela 7.2 - Materiais para Fabricação de cada equipamento.....	106
Tabela 7.3 - Coeficientes e constantes necessários para o cálculo dos parâmetros “ F_p ” e “ F_{BM} ”, tanto dos trocadores de calor quanto das bombas.....	107
Tabela 7.4 - Parâmetro " F_{BM} " para turbina e evaporador	108
Tabela 7.5 - Parâmetros utilizados para o cálculo	109
Tabela 7.6 Fator de pressão F_{BM} de custo para cada tipo de material estudado	110
Tabela 7.7 Custo do investimento para cada equipamento	111
Tabela 7.8 Custo total de investimento do ciclo ORC com base no CEPCI do ano 2001	111
Tabela 7.9 Custo total de investimento do ciclo ORC em dólares e em reais.....	111
Tabela 7.10 Custo de investimento da planta ORC estudada.....	112

Lista de Símbolos

Letras Latinas

a	Distância entre as placas [m];
A	Área total de transferência de calor [m ²];
A_c	Área convectiva da aleta [m ²];
A_{fr}	Área frontal do trocador de calor [m ²];
A_{ff}	Área de fluxo livre através das placas [m ²];
A_i	Área de troca de calor para lado frio [m ²];
A_r	Área de troca de calor para lado quente [m ²];
A_{tr}	Área transversal de escoamento dentro dos tubos [m ²];
A_1	Área de troca de calor da zona sub-resfriada [m ²];
A_2	Área de troca de calor da zona saturada [m ²];
A_3	Área de troca de calor da zona superaquecida [m ²];
c_{ph1}	Calor específico do óleo térmico na zona sub-resfriada [kJ/kgK];
c_{ph2}	Calor específico do óleo térmico na zona saturada [kJ/kgK];
c_{ph3}	Calor específico do óleo térmico na zona superaquecida [kJ/kgK];
D_h	Diâmetro hidráulico [m];
d_0	Diâmetro externo do tubo [m];
d_i	Diâmetro interno do tubo [m];
e	Espessura da placa [m];
f	Fator de atrito;
G_e	Velocidade mássica do fluxo [kg/s.m ²];
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² K];
h_{6b}	Entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da zona sub-resfriada [kJ/kg];
h_7	Entalpia específica do fluido de trabalho na saída da zona sub-resfriada [kJ/kg];
h_7	Entalpia específica do fluido de trabalho entrada da zona saturada [kJ/kg];

h_{7b}	Entalpia específica do fluido de trabalho na saída da zona saturada [kJ/kg];
h_{7b}	Entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da zona superaquecida [kJ/kg];
h_8	Entalpia específica do fluido de trabalho na saída da zona superaquecida [kJ/kg];
l_a	Comprimento corrigido da aleta [m];
j_H	Fator j de Colbert;
K_f	Condutividade térmica do material [W/mK];
L_{total}	Comprimento total de cada tubo [m]
\dot{m}	Vazão mássica do fluido de trabalho [kg/s];
\dot{m}_g	Vazão mássica de gás [kg/s];
\dot{m}_o	Vazão mássica de óleo [kg/s];
N_p	Número de passes nos tubos;
Nu	Número de Nusselt;
N_t	Número de tubos;
p	Distância entre os tubos da mesma coluna [m];
P	Perímetro da aleta [m], Pressão [kPa];
Pr	Número de Prandtl;
\dot{Q}_{12}	Fluxo de calor do fluido quente zona saturada [W];
\dot{Q}_{24}	Fluxo de calor do fluido quente zona sub-resfriada [W];
\dot{Q}_{67}	Fluxo de calor do fluido frio zona sub-resfriada [W];
\dot{Q}_{7b8}	Fluxo de calor do fluido frio zona superaquecida [W];
\dot{Q}_{b1}	Fluxo de calor do fluido quente zona superaquecida [W];
\dot{Q}_{77b}	Fluxo de calor do fluido frio zona saturada [W];
Re	Número de Reynolds
s	Distância entre as colunas de tubos [m];
St	Número de Stanton;
T_a	Temperatura do óleo térmico na entrada do trocador intermediário [K];

T_b	Temperatura do óleo térmico na saída do trocador intermediário [K];
T_b	Temperatura do óleo térmico na entrada da zona superaquecida [K];
T_{2-1}	Temperatura dos gases de exaustão na entrada do recuperador intermediário [K]
T_{2-2}	Temperatura dos gases de exaustão na saída do trocador intermediário [K];
T_1	Temperatura do óleo térmico na entrada da zona saturada [K];
T_1	Temperatura do óleo térmico na saída da zona superaquecida [K]
T_2	Temperatura do óleo térmico na entrada da zona sub-resfriada [K];
T_2	Temperatura do óleo térmico na saída da zona saturada [K];
T_4	Temperatura do óleo térmico na saída da zona sub-resfriada [K];
T_5	Temperatura do fluido de trabalho na saída do condensador [K];
T_{5b}	Temperatura do fluido de trabalho na saída do recuperador [K];
T_{5b}	Temperatura do fluido de trabalho na entrada do condensador [K];
T_6	Temperatura do fluido de trabalho (fluido frio) na entrada do recuperador [K];
T_{6b}	Temperatura do fluido de trabalho (fluido frio) na saída do recuperador [K];
T_{6b}	Temperatura do fluido de trabalho na entrada da zona sub-resfriada [K];
T_7	Temperatura do fluido de trabalho na saída da zona sub-resfriada [K];
T_7	Temperatura do fluido de trabalho na entrada da zona saturada [K];
T_{7b}	Temperatura do fluido de trabalho na saída da zona saturada [K];
T_{7b}	Temperatura do fluido de trabalho na entrada da zona superaquecida [K];
T_8	Temperatura do fluido de trabalho na entrada da turbina [K];
T_8	Temperatura do fluido de trabalho na saída da zona superaquecida [K];
T_9	Temperatura do fluido de trabalho na saída da turbina [K];
T_9	Temperatura do fluido de trabalho na entrada do recuperador [K];
V	Volume total do trocador de calor [m ³];
V_h	Velocidade média [m/s];
U	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² K]

Letras Gregas

- α Razão entre a área de transferência de calor e volume total;
- σ Razão entre a área mínima do escoamento livre e a área frontal
- η Eficiência da aleta
- ρ_h Massa específica [kg/m^3];
- ΔP_{a-b} Perda de carga nos tubos do evaporador [N/m^2];
- ΔP_{cd} Perda de carga nos tubos do condensador [N/m^2];
- ΔP_{5b5} Perda de carga nas placas do condensador [N/m^2];
- ΔP_{6b7} Perda de carga nas placas na zona sub-resfriada [N/m^2];
- ΔP_{66b} Perda de carga nos tubos do recuperador [N/m^2];
- ΔP_{7b8} Perda de carga nas Placas zona superaquecida [N/m^2];
- ΔP_{77b} Perda de carga nas placas na zona saturada [N/m^2];
- ΔP_{95b} Perda de carga nas placas do recuperador [N/m^2];
- μ Viscosidade dinâmica [Ns/m^2];

Subscritos

- c Relativo ao condensador;
- r Relativo ao recuperador;
- e Relativo ao evaporador;
- i Relativo ao trocador intermediário;

Abreviaturas e Siglas

ANP	Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
ASHREA	American Society of Heat, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers
BSW	Bottom Sediments and Water
CHP	Combined heat and Power
CEPCI	Chemical Engineering Plant Cost Index
DOE	Department of Energy
EIA	U.S. Energy Information Administration
FPSO	Floating Production Storage Offloading
GWP	Global warming Potential
PP	Pinch Point
MTD	Minimal Temperature Difference
ODP	Ozone depletion potential
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
SINVAL	Sindicato Nacional da Indústria da Construção e Reparação Naval <i>Offshore</i>
WHR	Waste Heat Recovery

Sumário

Dedicatória.....	i
Agradecimentos.....	ii
Epígrafe	iii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Lista de Figuras	vi
Lista de Tabelas	viii
Lista de Símbolos	x
Letras Latinas.....	x
Letras Gregas	xiii
Subscritos.....	xiii
Abreviaturas e Siglas	xiv
Sumário.....	xv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos.....	2
1.1.1 Objetivo geral:	2
1.1.2 Objetivos específicos.....	2
1.2 Justificativas.....	3
1.3 Estrutura do Trabalho	4
2. PLATAFORMAS <i>OFFSHORE</i>	5
2.1 Plataformas fixas.....	5
2.2 Autolavável.....	6
2.3 Plataformas semi-submersível	6
2.4 Navios Plataformas	7
2.5 Floating, Production, Storage and Offloading (FPSO).....	9
2.6 Sistemas e Processos utilizados em uma Plataforma.....	9
2.6.1 Sistema de Produção.....	10
2.6.2 Processamento de óleo.....	10

2.6.3	Processamento do Gás Natural	11
2.6.4	Sistema de processamento de água.....	13
2.7	Geração e distribuição de energia elétrica	15
2.7.1	Demanda Energética.....	15
2.7.2	Geração e Distribuição	16
2.7.3	Potencial de Recuperação de Calor	17
2.8	Descrição da FPSO Estudada	17
2.8.1	Descrição da Unidade de Recuperação de Calor.....	18
3.	CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	20
3.1	Comparação entre ciclo Rankine convencional e o ciclo ORC	21
3.1.1	Configurações do ciclo ORC.....	23
3.2	Critérios para seleção do fluido de trabalho	24
3.2.1	Propriedades Termodinâmicas	24
3.3	Fontes de calor do ciclo Rankine Orgânico	32
3.3.1	Energia Geotérmica	32
3.3.2	Energia solar.....	32
3.3.3	Biomassa.....	34
3.3.4	Calor residual de processos industriais.....	35
4.	TROCADORES DE CALOR	38
4.1	Trocadores Compactos	39
4.1.1	Trocadores compactos de tubos aletados.....	41
4.1.2	Trocadores compactos do tipo placa aleta.....	43
4.1.3	Aspectos Básicos de compactação	45
4.2	Variáveis para o Dimensionamento dos Trocadores de Calor.....	46
4.2.1	Natureza e Características dos Fluidos.....	46
4.2.2	Velocidade do Escoamento	46
4.2.3	Perda de Carga Admissível.....	47
4.2.4	Fator de incrustação.....	48
4.2.5	Critérios nas localizações dos fluidos.....	49

4.3	O papel dos trocadores de Calor numa FPSO.....	50
5.	DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR.....	52
5.1	Evaporador.....	54
5.1.1	Balço energético do evaporador	55
5.1.2	Características geométricas do trocador de calor escolhido.....	57
5.1.3	Análise do Fluxo na Tubulação do Evaporador	63
5.1.4	Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona sub-resfriada 64	
5.1.5	Área de troca de calor na zona sub-resfriada do evaporador.....	67
5.1.6	Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona saturada.....	68
5.1.7	Área de troca de calor na zona saturada do evaporador	71
5.1.8	Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona superaquecida 72	
5.1.9	Área de troca de calor da zona superaquecida do evaporador.....	73
5.2	Trocador intermediário	74
5.2.1	Balço térmico do trocador intermediário.....	74
5.3	Recuperador	76
5.3.1	Balço térmico do recuperador.....	76
5.4	Condensador	77
5.4.1	Balço térmico do condensador.....	78
5.4.2	Análise do escoamento interno pelas placas do condensador	78
6.	ANÁLISE DE RESULTADOS	81
6.1	Trocador de calor Intermediário	82
6.2	Análise do ciclo Rankine Orgânico	85
6.2.1	Evaporador.....	86
6.2.2	Recuperador.....	90
6.2.3	Condensador	94
6.3	Resumos dos Parâmetros do Ciclo ORC	99
7.	ANÁLISE ECONÔMICA DO CICLO ORC.....	103

7.1	<i>Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI</i>	103
7.2	Custo de Investimento	104
7.3	Exemplo de Cálculos	108
8.	CONCLUSÕES	114
8.1	Recomendações para Trabalhos Futuros	115
	APÊNDICE A - Trocador Intermediário.....	116
	APÊNDICE B - Condensador	125
	APÊNDICE C – Recuperador	132
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	139

1. INTRODUÇÃO

Com o aumento da produção mundial do petróleo, em especial aumento da produção nas áreas de xisto nos EUA que passou de 10 milhões para 14 milhões de barris por dia entre 2012 e 2015, além da redução da demanda na Europa e na Ásia, a indústria petrolífera presenciou o preço do barril de petróleo reduzir drasticamente de U\$\$ 111,87 para U\$\$ 47,13, nos últimos dois anos.

Com a diminuição do preço do barril de petróleo e o aumento da competitividade, a busca e aprimoramento da eficiência energética na indústria petrolífera torna-se uma importante ferramenta para maximização dos resultados.

O avanço das atividades de exploração *offshore* para águas cada vez mais profundas, regiões com profundidade a partir de 400 metros, e distantes, onde o suporte da costa e de infraestrutura de exportação de produção são muitas vezes inviáveis, ocorreu o crescimento da utilização das unidades FPSO (*Floating Productions Storage Offloading*), tendo em vista sua maior flexibilidade operacional durante o processo de exploração e produção.

Segundo (BARTON, 2009; KINNEY, 2012) as unidades FPSO, conhecidas como unidades flutuantes de produção, armazenamento e transferência, são as mais adequadas para produção em águas profundas. Além da adequação para produção em águas profundas, Shimamura (2002) elenca inúmeras outras vantagens das unidades FPSO, dentre elas: (i) menor tempo para implantação; (ii) autossuficiência; (iii) adaptabilidade para águas profundas; (iii) moveis e realocáveis; (iv) possibilidade de armazenamento separado.

O pré-sal brasileiro encaixa-se exatamente neste contexto – produção em águas profundas – razão pela qual o Brasil está entre os maiores usuários de unidades FPSO do mundo. Em pesquisa realizada pelo *Wood Group Mustang*, divulgada pelo Sindicato Nacional da Indústria da Construção e Reparação Naval *Offshore* (SINVAL), o Brasil foi apontado como maior usuário mundial de unidades FPSO, operando 37 unidades das 161 em operação pelo mundo.

A simples análise de tais números nos permite verificar a importância deste tipo de plataforma para o cenário nacional e identificar a justificativa para a presente pesquisa.

Uma FPSO possui uma unidade responsável pela produção de toda energia utilizada em sua operação, garantindo-lhe autonomia. A produção de energia em uma FPSO se dá através de turbinas a gás e são capazes de suprir toda demanda de eletricidade dos processos

principais de produção. De acordo com Torres (2014) a unidade de geração de potência consome cerca de 3,5% de todo gás gerado e processado na FPSO.

No intuito de aumentar a eficiência energética da planta, unidades FPSO tornaram-se objeto de estudos para utilização do calor residual provenientes das turbinas a gás para geração de energia elétrica. Gotelip (2015) realizou um estudo da viabilidade da implantação de um sistema ORC visando a recuperação de calor e geração de energia em uma FPSO.

O Ciclo Rankine Orgânico se mostra um processo eficiente para conversão de calor de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade. Como os fluidos de trabalho em um ciclo ORC apresentam um baixo ponto de ebulição e um calor latente de vaporização inferior ao da água, permite-se uma evaporação a temperaturas mais baixas, proporcionando um melhor aproveitamento do calor cedido pela fonte quente.

Entretanto, a produção de energia baseada na utilização de ORC dentro de uma FPSO encontra limitações relacionadas ao peso e ao espaço disponível para implantação dos equipamentos necessários. Logo o desafio está na equalização da relação entre a eficiência e as dimensões da unidade de geração de energia.

Em razão deste desafio, o presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento de trocadores de calor compactos, de alta eficiência e baixa perda de carga, levando em conta a compatibilidade com o ciclo ORC. O uso do trocador de calor com alta eficiência permite a diminuição do consumo de combustível e o aumento da eficiência do ciclo, diminuindo suas emissões.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral:

Realizar o dimensionamento de trocadores de calor compactos, para recuperação de calor residual em unidades do tipo FPSO utilizando de um sistema ORC.

1.1.2 Objetivos específicos

- Estudar e compreender a influência da variação da temperatura no dimensionamento dos trocadores de calor.
- O dimensionamento de trocadores de calor compactos de baixa perda de carga.

- Identificar a influência dos fluidos de trabalho do sistema ORC na recuperação residual e no dimensionamento dos trocadores de calor,
- Avaliar a influência de parâmetros como superaquecimento e *pinch point* no dimensionamento dos trocadores de calor.

1.2 Justificativas

A busca pelo aprimoramento da eficiência energética na indústria petrolífera tem atraído a atenção dos pesquisadores, devido a aumento na demanda de petróleo e gás, alto custo de produção em água profundas como o pré-sal e a necessidade ambiental de redução da emissão de poluentes.

Unidades FPSO são as mais adequadas para produção em águas profundas (BARTON, 2009; KINNEY, 2012). Plataformas FPSO são caracterizadas por um grande consumo de energia durante o processo de extração e tratamento do óleo e gás. De acordo com Thomas *et al.* (2001) em plataformas marítimas 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).

Segundo Torres (2014) uma unidade de geração de potência consome cerca de 3,5% de todo gás gerado e processado na FPSO. Em outras palavras, o aumento da eficiência energética da planta implicaria em um menor consumo de gás. Para se aumentar a eficiência de centrais de geração de energia em uma plataforma *offshore* poderia se utilizar o calor residual proveniente dos gases de escape da turbina a gás.

A quantidade de calor residual, ou seja, a energia não aproveitada nas fontes primárias sendo descartada no meio ambiente representa cerca de 50% ou mais de todo o calor gerado em processos industriais (HUNG *et al.* 1997). Logo uma grande quantidade de energia não está sendo utilizada devido à ineficiência da geração, transmissão e durante a utilização final da energia. Portanto, esse calor residual que é descartado pode ser utilizado para produção de energia elétrica.

Com isso, o ciclo Rankine orgânico desponta como uma tecnologia eficiente para conversão de calor de baixas e médias temperaturas para geração de eletricidade, permitindo o uso eficiente dos recursos, além de sistemas menores e de elevado desempenho econômico, tornando muito atrativo para ser implantando em uma FPSO onde o tamanho e peso são fatores limitantes para escolha dos equipamentos. Assim os equipamentos do ciclo ORC devem ocupar o menor espaço possível e ao mesmo tempo possuírem elevada eficiência.

Um grande desafio são os trocadores de calor onde sua efetividade esta inteiramente ligada com o aumento da sua área de transferência de calor. Deste modo, trocadores de calor compactos surgem como uma alternativa para problema de peso e tamanho. O presente trabalho contribuirá com o dimensionamento de trocadores de calor compactos, de alta eficiência e baixa perda de carga, para serem utilizados em ciclo ORC.

1.3 Estrutura do Trabalho

A presente dissertação está estruturada em sete capítulos. No capítulo 1 é apresentada uma introdução ao assunto estudado, mostrando a importância do estudo a ser realizado nessa dissertação, objetivos, justificativas e conteúdo do trabalho.

No capítulo 2 é apresentado de maneira resumida as características principais de plataformas *offshore*, com um maior detalhamento em unidades flutuantes do tipo FPSO, detalhando sua operação. É apresentado também características da FPSO estudada.

No capítulo 3 é realizada uma revisão bibliográfica a respeito do ciclo Rankine Orgânico, além dos tipos de fluidos de trabalho e suas características, apresentando os principais critérios para avaliação do fluido de trabalho. É realizado um levantamento das diferentes fontes renováveis de energia onde o ciclo ORC pode ser aplicado.

No capítulo 4 é apresentado, brevemente, os tipos e as características principais de trocadores de calor, com maior detalhamento nos trocadores de calor compactos, que são objeto de estudo do presente trabalho.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia e o equacionamento para o dimensionamento dos trocadores de calor, assim como avaliação das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho envolvidos, além do balanço de energia nos trocadores de calor. São apresentadas também as características geométricas das superfícies estudadas.

No capítulo 6 é apresentado os resultados obtidos para diferentes tipos de fluidos de trabalho, analisando o efeito da variação da temperatura no dimensionamento dos trocadores de calor.

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões obtidas do estudo realizado e são mencionadas sugestões para trabalhos futuros.

2. PLATAFORMAS OFFSHORE

Plataformas marítimas de petróleo são grandes estruturas usadas para abrigar trabalhadores e máquinas necessárias nas etapas de perfuração e produção de petróleo. O tipo de plataforma a ser utilizada dependerá da localização e profundidade do reservatório. A seguir serão apresentadas algumas plataformas e suas características.

No Brasil as principais plataformas marítimas utilizadas são: (i) as plataformas fixas; (ii) Autolavável; (iii) Semi-submersíveis; (iv) FPSO (*Floating, Production, Storage and Offloading*), sendo detalhadas a seguir.

2.1 Plataformas fixas

Plataformas fixas foram as primeiras unidades de produção utilizadas no mundo, visto que, as primeiras descobertas de jazidas no mar localizavam-se em pequenas profundidades. Destaca-se que as plataformas fixas são destinadas a exploração e/ou produção de petróleo em águas rasas, com lâmina d'água de até 300 m (PETROBRAS, 2001).

Essas plataformas são constituídas de estruturas modulares de aço que uma vez instaladas no local de operação Figura 2.1, não podem ser deslocadas até o esgotamento da jazida, a vida média de uma reserva pode variar em função do tamanho do reservatório e da porosidade da rocha, uma jazida dura em média trinta anos. Por fim, cita-se que este tipo de plataforma não tem capacidade de armazenamento e toda produção é escoada diretamente por dutos ou para navios (OLIVEIRA, 2013).



Figura 2.1 Plataforma fixa
Adaptado de (Petrobras, 2011).

2.2 Autolavável

São plataformas utilizadas para perfurar poços em águas rasas até 150 m, Figura 2.2, do tipo móvel. São também conhecidas como *jack-up*, pois no local de exploração, são fixadas no fundo do mar durante a operação, oferecendo a ela grande estabilidade. Porém, quando houver a necessidade de deslocamento, as pernas são movimentadas para cima e a plataforma é rebocada ou navega com propulsão própria até próximo poço de perfuração.

Plataformas autolavável são plataformas de exploração, que não realizam atividade de produção (OLIVEIRA, 2013).

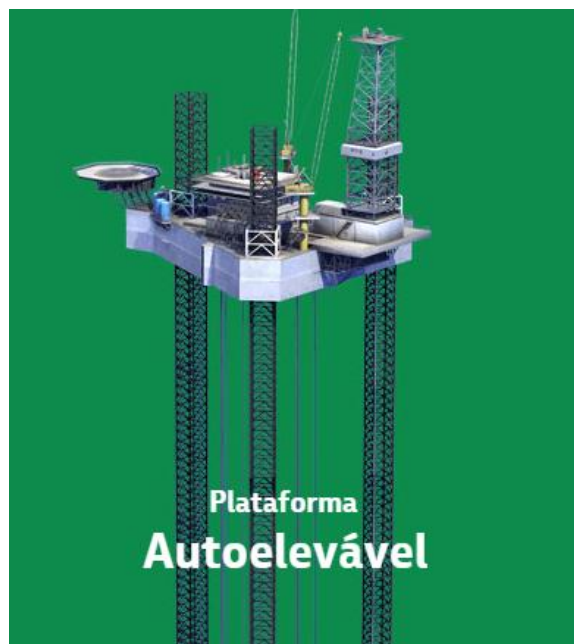


Figura 2.2 Plataforma Autolavável
Adaptado de (PETROBRAS, 2011).

2.3 Plataformas semi-submersível

As plataformas do tipo semi-submersíveis (SS), Figura 2.3, são compostas por vários conveses, apoiados por colunas em flutuadores submersos, pouco abaixo do nível do mar. Também são conhecidas, em língua inglesa como *Floating Production System* (FPS). Essas plataformas são projetadas para realizar operações de produção de hidrocarbonetos, processamento e transferência do óleo (*offloading*), entretanto, não permitem armazenamento do petróleo (OLIVEIRA, 2013).

A estabilidade neste tipo de plataforma é mantida através de ancoragem (âncoras, cabos e correntes) e seu posicionamento é dinâmico, por meio de motores de propulsão

automática, atribuindo à plataforma a possibilidade de alternar entre um campo e outro rapidamente. As únicas conexões da embarcação com fundo do mar são as linhas de produção e controle de injeção de água.

O sistema de ancoragem é constituído de diversas linhas, podendo ser compostas por amarras e tramos de poliéster fixos no fundo do mar através de ancoras. Tais linhas atuam como molas, que produzem esforços capazes de restaurar a posição da plataforma flutuante quando modificada pela ação de ventos, ondas e correntes marítimas (OLIVEIRA, 2013).



Figura 2.3 Imagem de projeto de plataforma semi-submersível.
Adaptado de (FALTINSEN, 1998).

2.4 Navios Plataformas

O navio *Floating Production Storage and Offloading* (FPSO) é uma embarcação flutuante utilizada pela indústria *offshore* para processamento, armazenamento e transferência de petróleo e gás. A FPSO é uma embarcação flutuante estacionária que possui sistemas de ancoragem e casco de navio, que normalmente resulta da conversão de velhos petroleiros,

onde são instaladas plantas de processo com separadores de água-gás-óleo, sistemas de facilidades, bem como, instalações de apoio¹ (FALTINSEN, 1998).

No Brasil a primeira instalação de uma FPSO ocorreu em 1976 no campo de Garoupa. Entretanto, até meados de 1990 a instalação deste tipo de plataforma cresceu em ritmo lento, sendo utilizado principalmente para fins temporários e limitados às águas rasas e ambientes mais estáveis. Somente com o avanço tecnológico e, principalmente, com o reconhecimento das vantagens da adoção deste tipo de embarcação, iniciou-se o processo de consolidação destas plataformas na exploração de petróleo (SHIMAMURA, 2002).

A Figura 2.4 mostra a FPSO MV10 em operação, onde é possível observar a magnitude dessas unidades.



Figura 2.4 Imagem de FPSO MV10
Adaptado de (MODEC, 2005).

Considerando o objeto do presente trabalho, torna-se indispensável um estudo mais detalhado do funcionamento de um FPSO, que será apresentado a seguir.

¹ Entende-se por instalações de apoio: (i) alojamentos; (ii) helipontos; (iii) baleeira

2.5 Floating, Production, Storage and Offloading (FPSO)

As FPSO's são utilizadas em locais isolados e remotos onde a construção de oleodutos é impraticável, tornando-se vantajoso na exploração de pequenos campos em águas muito profundas tendo capacidade de atingir uma lâmina d'água de mais de 2000 m (SHIMAMURA, 2002).

Em relação às plataformas fixas, a FPSO tem vantagem de poder ser realocada em campos diferentes e, principalmente, por não ser necessário. Ao final da vida útil do reservatório, o abandono da estrutura como acontece nas plataformas fixas. Podem atingir águas profundas com lâminas d'água maior que 2.000 metros enquanto as plataformas fixas podem atingir uma lâmina d'água de 300 metros.

Já em comparação às plataformas semi-submersível sua grande vantagem é a possibilidade do uso de plantas de processo de maior capacidade (mais pesadas), assim, como baixo tempo de conversão, ou seja, construção mais rápida e custo é menor. Além disso, possui uma maior estabilidade estática (naval), o que facilita a sua operação e transferência de lastro (PETROBRAS, 2011).

O tempo de construção é outra vantagem da adoção das FPSO, visto que, toda integração de seus sistemas é realizada em estaleiros e antes de seu lançamento. Deste modo, é possível que a fabricação das instalações seja efetivada em paralelo e de forma independente, maximizando o tempo entre o início da construção e início da efetiva operação.

Destaca-se ainda que, as FPSO possuem uma capacidade de armazenamento embutida nos tanques de carga, evitando-se a necessidade de construção de longos e caros gasodutos. Portanto, um campo petrolífero remoto, onde não há redes de gasodutos nas proximidades, permite ser explorado por um sistema FPSO com menor gasto de capital (SHIMAMURA, 2002).

2.6 Sistemas e Processos utilizados em uma Plataforma

Compostas por diversos sistemas e processos industriais e cada um possuindo um papel específico na operação da planta, os mesmos devem funcionar de forma integrada formando um complexo sistema de gerenciamento internacional. A construção dos sistemas pode ser em paralelo sendo integrada no final. A Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) determina que cada instalação descreva seu sistema conforme

Regulamento Técnico do Sistema de Gerenciamento da Segurança Operacional das Instalações Marítimas de Perfuração e Produção de Petróleo e Gás Natural da ANP (2007) (OLIVEIRA, 2013).

Cada plataforma possui seu próprio sistema de utilidades, sendo o responsável pelo abastecimento dos insumos em outros processos industriais. Eles são:

- Sistema de água potável
- Sistema de ar comprimido
- Sistema de separação de água e óleo
- Sistema de água para resfriamento dos fluxos
- Sistema de óleo diesel
- Sistema de geração de vapor
- Sistema de tratamento de água e efluentes
- Sistema de geração de gases inertes
- Sistema de ar condicionado e ventilação

A seguir serão apresentados alguns dos sistemas e processos industriais encontrados em uma plataforma.

2.6.1 Sistema de Produção

É o sistema responsável pela extração do óleo cru do reservatório quando o poço não flui de maneira natural, por meio da injeção de água ou gás natural para manutenção da pressão interna do reservatório, através de uma grande quantidade de energia necessária as bombas e compressores (OLIVEIRA,2013). Algumas das fases de produção são:

- Sistema de injeção de gás natural;
- Sistema de injeção de água;
- Árvore de natal molhada (*Wet Christmas tree* - ANM);
- Válvula de segurança de superfície (*Down Hole Safety Valve* – DHSV);
- Sistema de transferência de óleo (*offloading*);
- Sistema de queima de gás

2.6.2 Processamento de óleo

O óleo é extraído de cada poço de produção podendo esse poço estar ou não interligado a outros poços. Quando apenas um poço é extraído, pelo menos uma válvula de

estrangulamento é utilizada, com a abertura da válvula o fluxo do poço pode ser determinado e permitindo assim uma aproximação da taxa de esgotamento do poço. Se dois ou mais poços estiverem interligados um sistema de dutos distribuidores é necessário, possibilitando o isolamento dos fluxos para que os mesmos possam ser direcionados para um sistema de produção de teste (TORRES, 2014).

Em seguida o óleo, água e gás vindos do reservatório são separados de forma grosseira. Esta separação ocorre devido a diferença de densidade das fases do óleo, da água e do gás. Utiliza-se o aquecimento do fluxo de entrada, para aumentar a eficiência da separação, a separação também irá depender da composição e da quantidade de água presente no óleo.

A operação de aquecimento geralmente ocorre em vários estágios de pressão, o que tem por finalidade a estabilização de grandes quantidades de hidrocarbonetos leves na fase de óleo. Em um determinado separador, a fase líquida fica favorecida em uma pressão mais elevada, incorporando componentes leves no óleo que serão perdidos no armazenamento a pressão atmosférica. Já uma baixa pressão favorece a perda de componentes médios, através da saída de gás.

O óleo então passa pela etapa de tratamento do óleo, com finalidade reduzir o teor de água presente no óleo até o requisito de vendas. O teor de água que o óleo deve conter é avaliado através do seu *Bottom Sediments and Water* (BSW), e seu valor para vendas é possuir 1% ou menos de BSW. A corrente de óleo é aquecida e campos eletrostáticos são aplicados, tanto o grau de aquecimento quanto o tratamento eletrostático, vão depender da tendência de formação de emulsões estáveis entre o óleo e a água. Esta etapa é realizada a pressão ligeiramente maior que pressão atmosférica para promover a estabilização do vapor (TORRES, 2014).

Estando pronto para exportação o óleo é então resfriado e armazenado até que seja exportado para a costa através de navios aliviadores ou oleodutos. O sistema de armazenamento de óleo na FPSO é realizado em tanques incorporados à unidade (NGUYEN *et al.*, 2012; TORRES, 2014).

2.6.3 Processamento do Gás Natural

O processo de desidratação é utilizado para atingir as especificações do processo, o gás é re-comprimido e desidratado, pois, evita problemas de corrosão das tubulações de gás, passando ainda por distintos processos até seu uso final.

Após a unidade de re-compressão o gás passa pela etapa de desidratação que remove a umidade do gás, para que este atenda as especificações de venda ou de injeção. A desidratação é obtida através do uso de glicol ou outro agente de desidratação como metanol. A necessidade de uma compressão intermediária vai depender da pressão do gás e da sua quantidade de água (TORRES, 2014).

O sistema de compressão deve fornecer a pressão necessária para que o fluxo de gás possa realizar as seguintes operações como exportação, reinjeção, *Gás Lift*.

Segundo Nguyen (2012) uma primeira fração do gás seco pode ser usada para *lifting*, processo o qual o gás é injetado a alta pressão dentro do reservatório através do poço, de modo a aumentar a recuperação do petróleo bruto. Esse gás de elevação (*lifting*) deve ser resfriado e limpo removendo assim hidrocarbonetos pesados, o que ajuda a diminuir as exigências de energia dos compressores.

O óleo é então exportado para o continente através de gasodutos. A capacidade dos compressores e sua demanda de energia vai depender da perda de carga no gasoduto. Linhas submarinas de até 200 km de extensão são muito utilizadas (WILKINSON, 2006).

A reinjeção do óleo também pode ser uma forma de recuperação do petróleo, onde o gás natural é re-injetado através de poços estrategicamente posicionados para que mantenha a pressão do reservatório.

O sistema de *flare* tem duas funções básicas: abertura e/ ou queima segura do excesso de gás da planta quando ocorre uma sobre pressão. A ventilação ou queima do gás continuamente é evitada devido a restrições ambientais (TORRES, 2014). A Figura 2.5 mostra o sistema de processamento de óleo e gás natural, ao fundo pode se observar o funcionamento do *flare*.



Figura 2.5 Sistema de processamento de óleo e gás natural, com flare em funcionamento. Adaptado de (OLIVEIRA, 2013).

2.6.4 Sistema de processamento de água

A água retirada passa por tratamentos químicos podendo ser utilizada como água de reuso nos processos na FPSO de acordo com especificações de cada operação, re-injetada no próprio poço ou descartada no mar. Essa água reinjetada deve passar por uma serie de tratamentos específicos de purificação conforme os requisitos ambientais, legais e de operação antes da sua reinjeção no poço.

Unidades de filtragem e torres de desaeração são responsáveis pela qualidade da água de reinjeção, pois a mesma deve atender a vários requisitos de qualidade para evitar a corrosão de tubulações e formação de bactérias que ocorre devido a sedimentos, sulfetos e compostos oxigenados (PUNTERVOLD; AUSTAD, 2007). A Figura 2.6 a seguir, apresenta típico layout de uma FPSO, onde é possível observar a disposição dos equipamentos no convés. A Figura 2.7 apresenta as etapas dos processos realizadas no óleo extraído do poço.

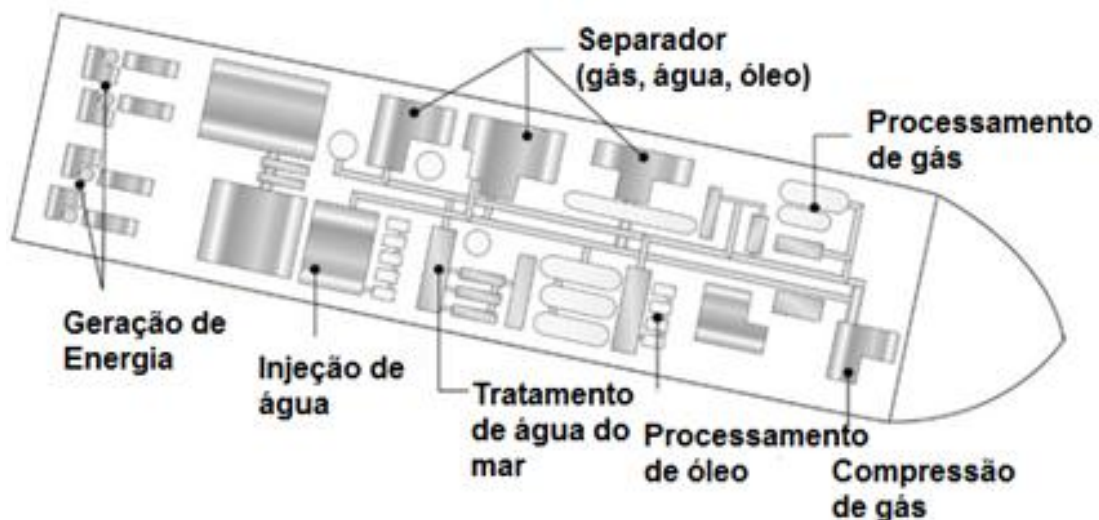


Figura 2.6 Básico Layout de uma FPSO vista de cima
Adaptado de (TORRES, 2014).

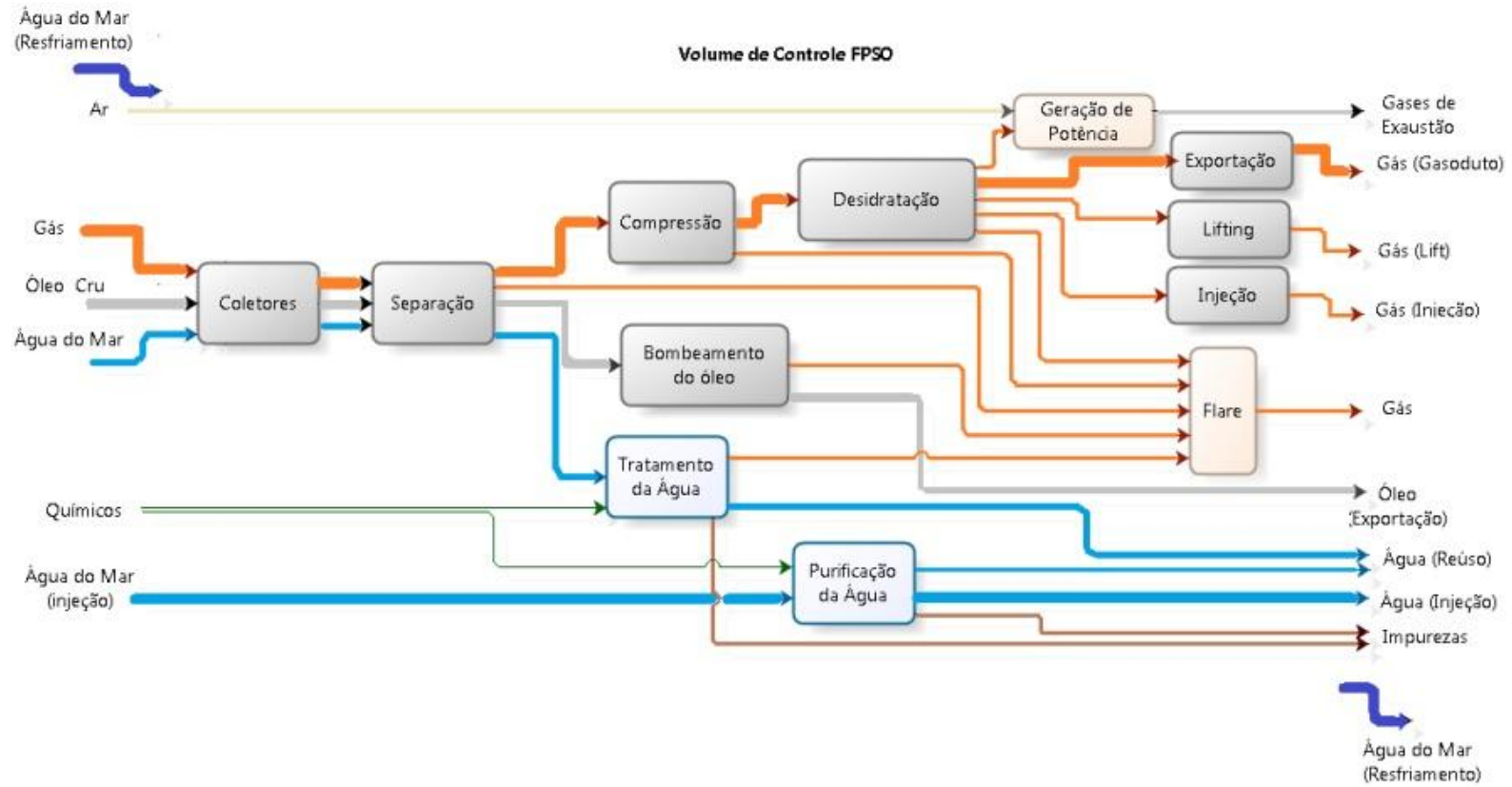


Figura 2.7 Resumo de operação de uma FPSO Adaptado de (GOTELIP, 2015).

2.7 Geração e distribuição de energia elétrica

2.7.1 Demanda Energética

A demanda energética de uma FPSO varia de acordo com tempo de vida dos poços, uma vez que plataformas FPSO são projetadas para produção de quase pico. O desempenho no fim da vida do poço seja é inferior, onde a produção de óleo e gás diminuem e de água aumentam. Assim, para aumentar a recuperação de petróleo, utiliza-se o processo de reinjeção de água ou gás, aumentando os impactos ambientais e também a intensidade de energia consumida no processo (KLOSTER, 2000; VANNER, 2005).

Os maiores consumidores de energia em uma FPSO é o processo de aquecimento do petróleo para o processo de separação, a compressão do gás natural e o bombeamento do óleo para o continente (OLIVEIRA, 2013; HOMBEECK, 1997).

Segundo Nguyen *et al.*, (2014) os sistemas de tratamento de gás são os que possuem maior demanda energética devido aos compressores. Já a planta de processamento de gás representa de 44 a 66% da demanda de energia da planta. O potencial energético através das correntes de óleo e gás deve-se quase que totalmente energia química de materiais.

Nguyen *et al.* (2014) analisaram a demanda energética das principais operações de uma FPSO em dois modos de operação como mostra Figura 2.8 sendo eles, modo de baixo consumo, onde o óleo, a água e o gás são processados na própria planta e o modo alto consumo, onde o petróleo é bombeado para o continente, o que resulta em um maior consumo de energia elétrica.

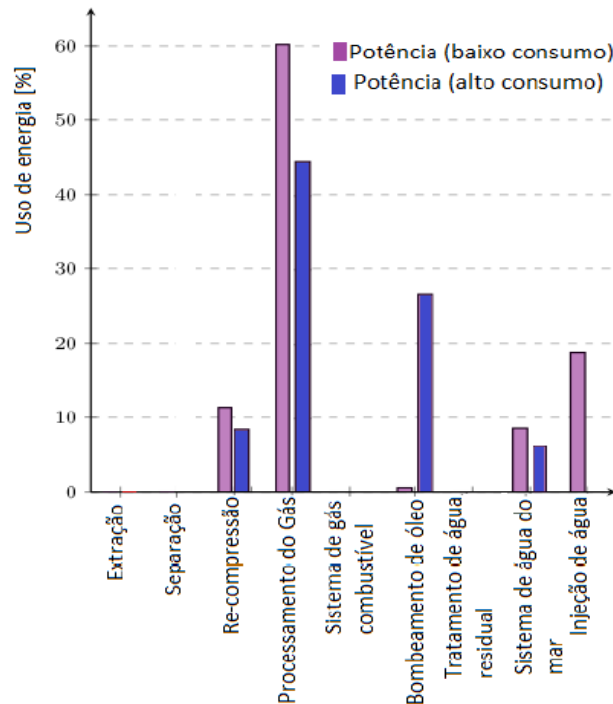


Figura 2.8 Uso final de energia em uma FPSO
Modificado de (NGUYE et al., 2014).

2.7.2 Geração e Distribuição

A energia é gerada através de um sistema isolado, não estando ligado ao Sistema Nacional (SIN). Alguns requisitos técnicos são levados em consideração e vão depender das necessidades do processo, assim como do peso e das dimensões da FPSO (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Os sistemas de geração de energia elétrica mais utilizados numa FPSO são:

- Turbina a gás aero derivativa (de 3 a 40 MVA);
- Turbina a vapor (de 2 a 25 MVA);
- Motor a combustão interna (de 0,3 a 20 MVA);
- Banco de baterias (até 350 kVA).

Geralmente o sistema de geração principal é constituído por turbinas a gás que operam diretamente no local. O tipo de turbina utilizado vai depender da máxima demanda de potencia requerida pela plataforma. Porém, com intuito de confiabilidade e para se evitar quedas de energia, são utilizadas mais de uma turbina a gás trabalhando em carga parcial, o que faz com que a turbina trabalhe fora do seu ponto de maior eficiência (GOTELIP, 2015).

São utilizados também sistemas de geração de emergência onde os geradores são acionados por motores Diesel, capazes de atender a demanda de energia dos sistemas essenciais da plataforma no caso de emergência ou sem a geração principal.

2.7.3 Potencial de Recuperação de Calor

A recuperação do calor de forma simples numa FPSO seria através da troca direta de calor entre as correntes do processo. No entanto, razões operacionais limitam essa operação, e um sistema alternativo seria necessário para esta operação (GOTELIP, 2015).

A maioria das demandas de aquecimento nos processos ocorre a temperaturas mais elevadas do que a temperatura de arrefecimento e a maioria das demandas de arrefecimento ocorrem a temperaturas mais baixas que a temperatura do sistema de água aquecida, o que inviabiliza o uso de um sistema central para aproveitamento de calor entre as correntes do processo (NGUYEN *et al.* , 2014).

Gotelip (2015) estudou a operação de uma FPSO realizando uma análise do potencial de recuperação de calor para reaproveitamento energético, com foco na descrição dos processos em unidades com maior potencial para geração de energia. Ele verificou e demonstrou que ciclos Rankine orgânicos (ORC) são considerados eficazes para recuperação de baixa e média temperatura de calor para produção de energia.

A utilização de um ciclo ORC para geração de potência por meio da recuperação de calor numa FPSO necessita de compromisso acentuado com a minoração da área e peso dos componentes. Desta forma o presente trabalho visa completar a proposta do uso de ciclos orgânicos Rankine em FPSOs mediante o dimensionamento de equipamentos de transferência de calor sendo eles trocadores de calor compactos para recuperação de calor residual com a menor área possível e com elevada eficiência.

2.8 Descrição da FPSO Estudada

A planta de processamento de óleo e gás estudada nesta dissertação é uma FPSO brasileira utilizada para exploração do pré-sal. A descrição da plataforma apresentada neste item é baseada na Dissertação de Gotelip (2015) e na especificação técnica do Projeto BG-18 (2014).

A FPSO estudada tem capacidade para processar 24.000 m³/d de líquido com BS&W máximo de 80%, capacidade de movimentação e tratamento de gás natural de 6.000.000

Nm^3/d , exportação de óleo de $24.000 \text{ m}^3/\text{d}$, possui capacidade para tratamento de água produzida de $19.0000 \text{ m}^3/\text{d}$ e capacidade para injeção de água do mar de $28.500 \text{ m}^3/\text{d}$.

As unidades do tipo FPSO tem como principal objetivo de operação realizar a separação do fluido extraído dos poços em água, gás e óleo de acordo com as especificações para exportação, para tratamento adicionais necessários, ou descarte (GOTELIP, 2015). A Figura 2.9 mostra uma representação básica da operação da FPSO, onde é possível observar cada etapa do processo de separação e processamento.

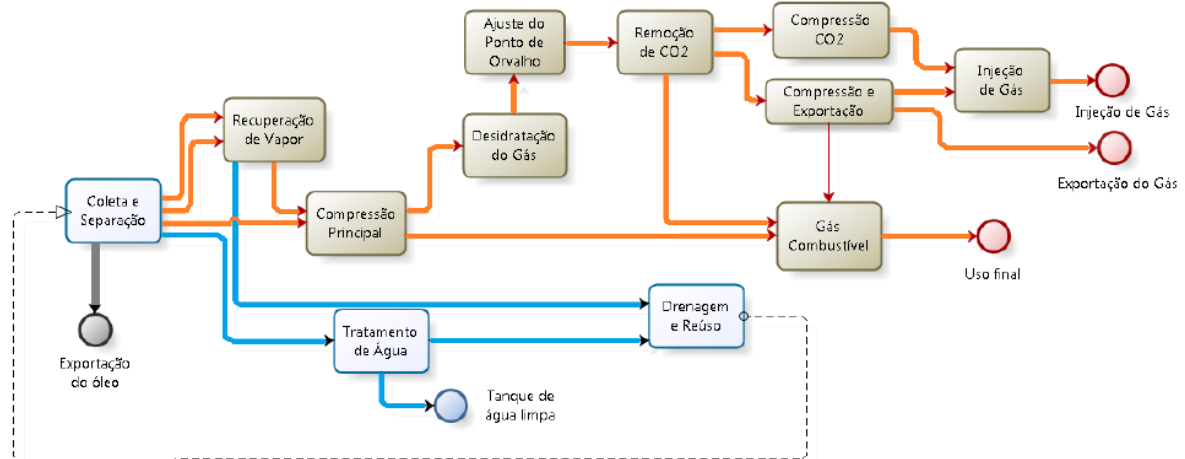


Figura 2.9 Descrição dos principais processos em uma FPSO
Adaptado de Gotelip (2015)

2.8.1 Descrição da Unidade de Recuperação de Calor

Neste item serão apresentadas as características da unidade geradora de potência utilizada na FPSO estudada. A turbina a gás utilizada é SIEMENS SGT-600, que possui aplicação consolidada em FPSO (GOTELIP, 2015). O módulo é projetado para se 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.

Segundo Gotelip (2015) 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 segurança, saúde e meio ambiente. A Figura 2.10 representa um módulo individual e seus componentes, de uma turbina SGT-600.

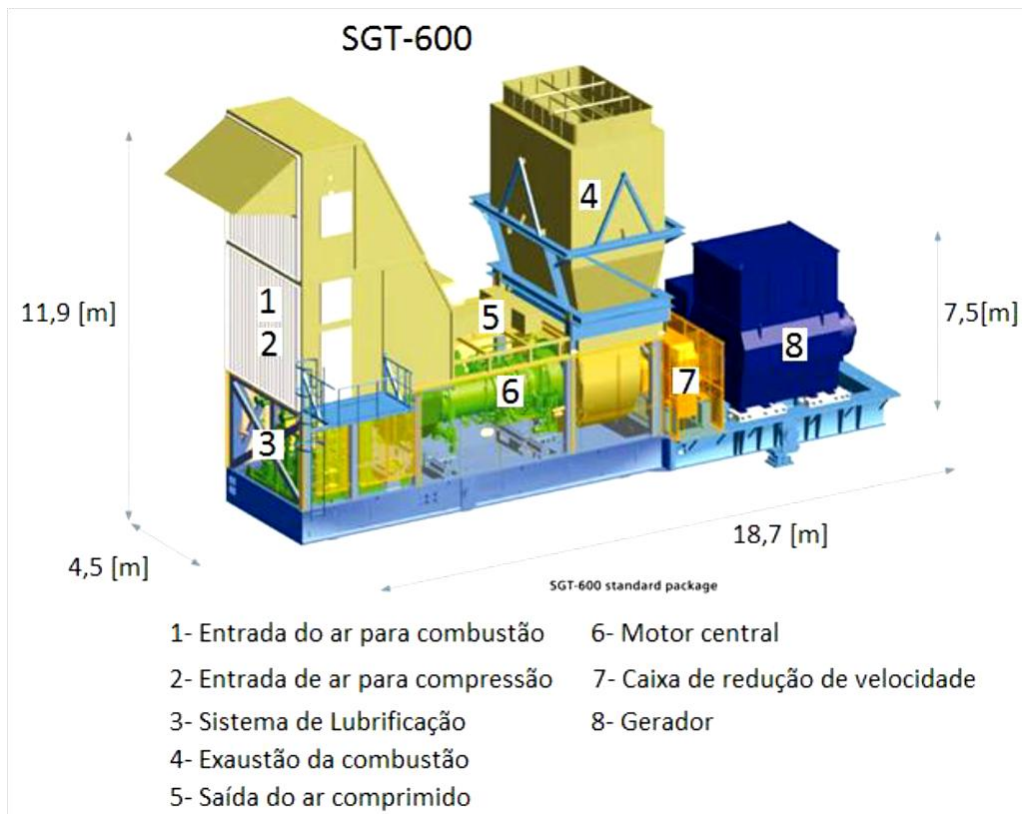


Figura 2.10 Turbina a Gás SGT-600
 Adaptado de Gotelip (2015)

Segundo NORD & BOLLAND (2013), a energia gerada em plantas de exploração de petróleo e gás é focada em uma operação da usina de forma mais eficiente quanto possível, para uma dada demanda de energia. Em instalações *offshore*, o módulo 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, as turbinas operam com cerca de 50% de sua carga, resultando em uma potência de 12,5 MW, 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.

No próximo capítulo será apresentado, o sistema utilizado para recuperação do calor residual com suas principais características.

3. CICLO RANKINE ORGÂNICO

O ciclo Rankine Orgânico (*Rankine Organic Cycle – ORC*) é um processo promissor de conversão de energia térmica, de baixa e média temperatura, em eletricidade. Possui os mesmos componentes principais (bomba, evaporador, turbina e condensador) e as mesmas características do ciclo Rankine convencional, sendo sua principal diferença com relação ao ciclo convencional o fluido de trabalho utilizado. Enquanto o ciclo Rankine convencional utiliza o vapor d'água, ciclo Rankine Orgânico usa fluidos orgânicos, tais como refrigerantes e hidrocarbonetos, o que lhe confere características diferenciadas.

A Figura 3.1 mostra os processos termodinâmicos ideais em ciclo ORC, são:

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Fornecimento de calor a pressão constante
- 3-4 Expansão isentrópica
- 4-1 Rejeição de calor a pressão constante

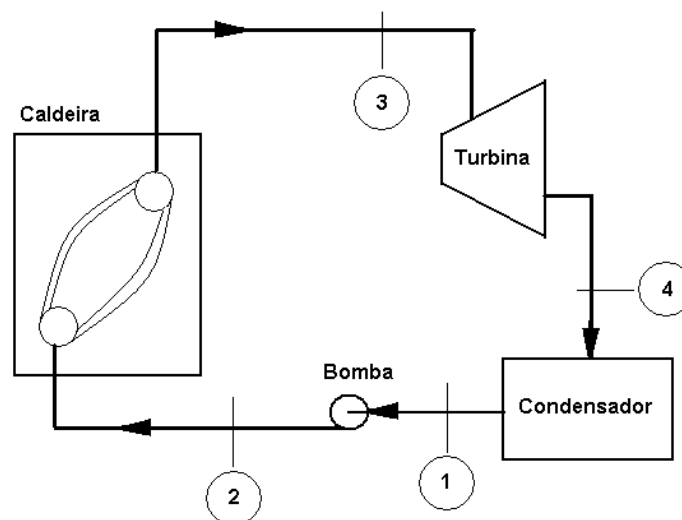


Figura 3.1 Esquema do ciclo Rankine Orgânico
Adaptado de (LACHI, 2014).

O fluido de trabalho na saída da turbina deve estar no estado de vapor pelo menos 90%, pois isso garantirá que fluido de trabalho não contenha parcela líquida ao passar pela turbina, uma vez que o impacto de gotículas no estado líquido pode causar a erosão da turbina e assim diminuição da sua eficiência. Um superaquecedor pode ser utilizado na saída do evaporador para garantir que fluido de trabalho entre na turbina no estado de vapor superaquecido.

O tipo de fluido de trabalho escolhido influencia na necessidade ou não do uso de um superaquecedor na entrada da turbina. Os fluidos secos, por exemplo, não necessitam de superaquecimento. As características dos fluidos de trabalho serão discutidas a seguir.

Os fluidos de trabalho de um ciclo ORC apresentam ponto de ebulição e um calor latente de vaporização mais baixo que o da água, o que lhes permite evaporar a temperaturas inferiores à de evaporação da água, e assim um maior aproveitamento da fonte quente. Tornando assim o ciclo Rankine Orgânico atrativo para recuperação de calor de fontes de baixa e média temperaturas.

Segundo Yamamoto *et al.*, (2001) o ciclo Rankine Orgânico opera entre 60 a 200°C para fontes de baixa temperatura, podendo chegar a atingir 350°C para o caso de fontes de calor de alta temperatura.

As fontes de energia recebem a seguinte classificação:

- Fontes de baixa temperatura: temperaturas inferiores a 200°C, exemplo energia geotérmica;
- Fontes de média temperatura: temperaturas entre 200 - 300°C, exemplo gases de exaustão;
- Fontes de alta temperatura: temperaturas superiores a 300°C, exemplo gases de exaustão de processos de geração de eletricidade em motores de combustão interna;

O ciclo ORC possui uma tecnologia madura assumindo papel de destaque em meio a outras tecnologias, possibilitando a recuperação de fontes de calor de média e baixa temperatura que até então eram inviáveis para o ciclo Rankine convencional trabalhando com fonte de calor inferior a 400°C, devido a sua baixa eficiência e elevado custo de geração (GOTELIP, 2015).

3.1 Comparação entre ciclo Rankine convencional e o ciclo ORC

O ciclo Rankine e ciclo ORC se diferenciam apenas pelo tipo de fluidos de trabalho, sendo apresentado ao leitor um comparativo entre as vantagens e as desvantagens do ciclo ORC comparados ao ciclo Rankine convencional, a seguir.

Na saída da turbina o vapor produto da expansão do fluido orgânico, sai superaquecido eliminando assim a necessidade da utilização de superaquecimento na entrada da turbina.

Como fluido orgânico não condensa durante o processo de expansão, as pás da turbina são sofrem desgaste aumentando sua vida útil em até 30 anos (BUNDELA & CHAWLA, 2010).

No ciclo Rankine convencional a temperatura na entrada da turbina não deve ser inferior a 450°C para que não ocorra condensação da água no interior da turbina durante processo de expansão, o que aumenta a tensão térmica na caldeira e nas pás da turbina, aumentando também seu custo de instalação (QUOILIN, 2011).

O ciclo ORC possui uma baixa queda da entalpia e pode ser aplicado a turbinas simples ou de dois estágios, enquanto que no ciclo Rankine convencional devido a sua elevada razão de expansão e sua elevada variação entálpica, o uso de turbinas de múltiplos estágios se faz necessário. Turbinas que trabalham no ciclo ORC possuem baixa rotação e baixa velocidade periférica devido a sua pequena variação da entalpia, permitindo a utilização do gerador elétrico acoplado diretamente a turbina, sem a necessidade do uso de engrenagens (MASCARENHAS, 2014).

Em relação a eficiência, o ciclo Rankine Convencional se mostra mais eficaz uma vez que sua eficiência é de 30% enquanto que o ciclo ORC sob alto ou baixa temperatura não excede 24% (QUOILIN, 2011).

Quando comparado os fluidos de trabalho, a água é muito mais conveniente quando comparada aos fluidos orgânicos, ela é barata, tem grande disponibilidade, não é inflamável, não oferece riscos ambientais, é quimicamente estável e possui baixa viscosidade (TCHANCHE et al., 2011). Já o fluido de trabalho utilizado no ciclo ORC possui temperatura de evaporação inferior a da água o que lhe possibilita recuperar calor a baixa e média temperatura.

Enquanto o ciclo ORC trabalha com pressões que não excedem 30 bar, no Ciclo Rankine Convencional a pressão na caldeira pode chegar a 60 – 70 bar, com essa elevada pressão os riscos de operação aumentam, assim como as tensões térmicas nas estruturas, para isso são necessários equipamento mais resistentes, o que aumenta o custo do investimento e da manutenção (QUOILIN, 2011; MASCARENHAS, 2014).

Segundo Mascarenhas (2014) no Ciclo Rankine Orgânico, a diferença entre a entropia do estado líquido e do estado saturado é pequena, assim como a entalpia de evaporação. Portanto não ocorrendo variação da carga térmica no evaporador, a vazão mássica do fluido orgânico deve ser maior que a da água, aumentando assim o consumo de energia pela bomba.

Como pode se observar os dois ciclos têm vantagens e desvantagens, ciclos Rankine Orgânicos são indicados para recuperação de calor de baixa e media temperatura, para temperaturas superiores a 400°C deve se utilizar ciclo Rankine Convencional.

3.1.1 Configurações do ciclo ORC

Neste item será realizada uma análise termodinâmica de dois tipos de ciclo ORC o primeiro a ser analisado será ciclo ORC simples subcrítico composto por quatro componentes (bomba, evaporador, turbina e condensador) sendo este muito parecido com ciclo Rankine convencional. O ciclo é formado por quatro processos e esta em regime permanente (Figura 3.2): A expansão ocorre na turbina (1-2), o fluido sai da turbina no estado de vapor saturado e entra no condensador onde troca calor com água de arrefecimento e sai no estado de líquido saturado (2-3). Uma vez na fase líquida, o fluido de trabalho é encaminhado para bomba onde tem sua pressão elevada e é enviado para evaporador (3-4), onde o ciclo é reiniciado (MASCARENHAS, 2014).

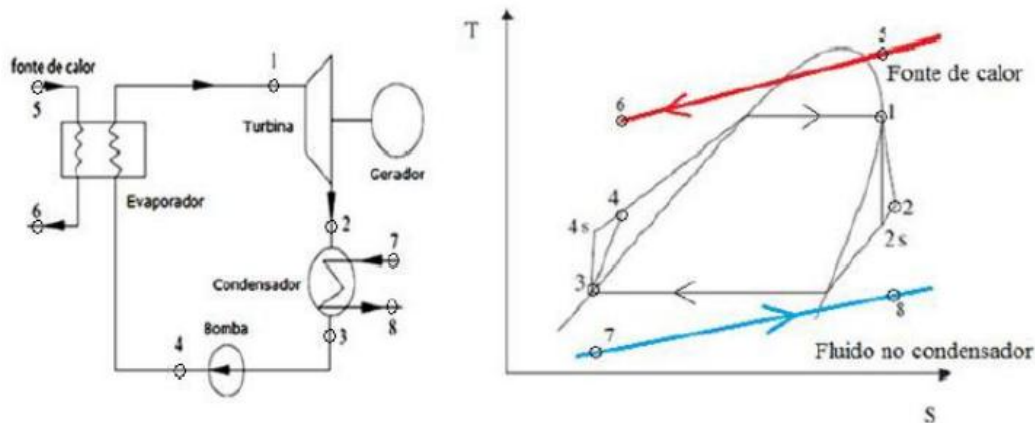


Figura 3.2 Ciclo ORC e diagrama T x s
Adaptado de (MUÑOZ, 2013).

Os fluidos de trabalho utilizados em um ciclo ORC são geralmente secos ou isentrópicos, a utilização de fluido de trabalho demasiadamente seco, acarreta em vapor superaquecido na saída da turbina (dispositivo de expansão). Neste caso a instalação do recuperador na saída da turbina é uma prática comum nos ciclos ORC. O recuperador é utilizado para pré-aquecer de fluido de trabalho, com a energia absorvida no recuperador a quantidade de calor necessária para vaporização do fluido de trabalho no evaporador é reduzida, aumentando a eficiência do ciclo (QUOILIN, 2011; HERREIRA, 2012).

A figura 3.3 mostra o ciclo ORC com recuperador na saída da turbina. Deste modo, com a entrada do recuperador o ciclo ORC fica da seguinte maneira: a expansão ocorre na turbina (1-2), na saída da turbina o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido e ingressa no recuperador (2-9) no estado de vapor superaquecido e troca calor com o fluido de trabalho e o pré aquecendo-a antes que este entre no evaporador. Na saída do recuperador o

fluido se encontra no estado de vapor saturado e entra do condensador, onde vapor saturado troca calor com fluido de arrefecimento e sai no estado de líquido saturado (9-3). Uma vez na fase líquida o fluido é encaminhado para bomba onde terá sua pressão aumentada e será enviado para o recuperador (4-9) e em seguida para evaporador (9-10), onde o ciclo é reiniciado (MASCARENHAS, 2014).

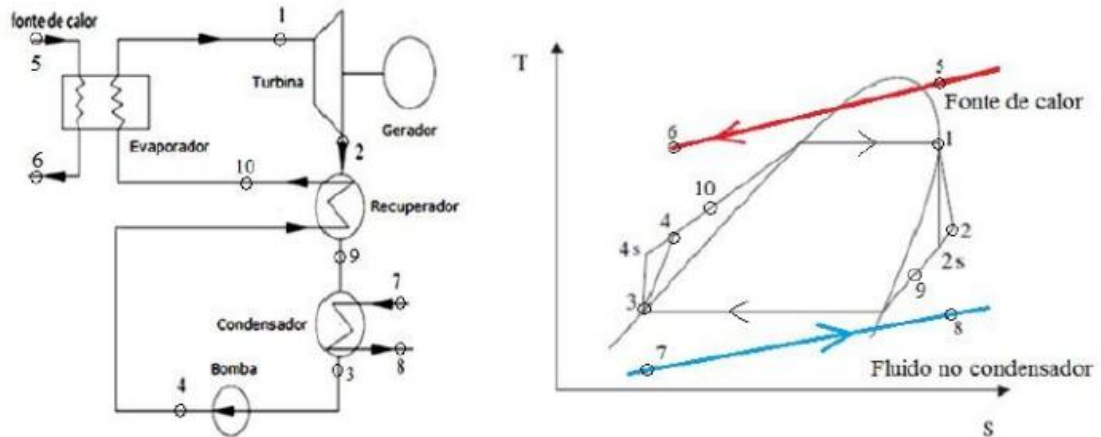


Figura 3.3 Ciclo ORC com recuperador, e digrama T x s
Adaptado de (MUÑOZ, 2013).

3.2 Critérios para seleção do fluido de trabalho

A seleção do fluido de trabalho é sem dúvida um dos critérios mais importantes para ciclo ORC, pois ao se selecionar um fluido de trabalho espera-se que ele maximize o rendimento térmico e/ou a potência elétrica gerada, e que minimize o trabalho requerido para a bomba, sendo ele a peça chave dessa tecnologia (TCHANICHE *et al.*, 2011; MACARENHAS, 2014).

Para seleção dos fluidos orgânicos de trabalho deve se avaliar as seguintes características: (i) Propriedades termodinâmicas; (ii) curva de vapor saturado; (iii) questões ambientais; (iv) saúde e segurança; (v) disponibilidade comercial

3.2.1 Propriedades Termodinâmicas

As seguintes propriedades termodinâmicas devem ser levadas em conta no momento em que o fluido de trabalho for selecionado, pois podem influenciar diretamente na capacidade do sistema em recuperar a energia da fonte de calor, assim como influenciam na

dimensão do trocador de calor objeto de estudo neste trabalho e no consumo de energia dos sistemas auxiliares. Sendo elas:

- Temperatura crítica
- Pressão crítica
- Massa específica
- Calor latente de vaporização
- Calor específico
- Condutividade térmica

Temperatura Crítica: É a temperatura no qual desaparece a diferenciação entre a fase líquida e fase gasosa. Deve se optar por fluidos orgânicos a qual a temperatura permita que o ganho de calor aconteça antes do ponto crítico, utilizando um fluido com temperatura crítica elevada, pois desta maneira não é necessário uma grande diferença entre a temperatura de saturação e a fase de superaquecimento para obter-se uma boa eficiência térmica (HERREIRA, 2012).

Pressão Crítica: Se a pressão crítica for muito elevada, o trabalho que o ciclo deverá realizar para atingir este aumento de pressão também será elevado, os equipamentos deverão ser mais resistentes para que resistam as elevadas pressões, aumentando o custo do ciclo. É preferível ter uma pressão crítica não muito elevada (HERREIRA, 2012).

Massa específica: Os fluidos de trabalho devem possuir uma elevada massa específica, tanto na fase de líquido quanto na fase de vapor, elevada massa específica resulta em uma menor vazão mássica e com isso os equipamentos se tornam menores, diminuindo o custo do sistema (PAPADOPOULOS *et al.*, 2010; QUOILIN *et al.*, 2012). Uma baixa massa específica implica em uma elevada vazão volumétrica, aumentando a perda de carga nos trocadores de calor, assim como aumento do dispositivo de expansão e o seu custo (QUOILIN, 2011).

Calor latente de vaporização e calor específico: A análise do calor latente de vaporização e do calor específico revela algumas conclusões opostas entre os autores.

Segundo Maizza & Maizza (1996) um alto calor latente e um baixo calor específico são melhores para absorção de calor durante a evaporação. Enquanto que Yamamoto et al. (2001) para maiores vazões mássicas um fator importante na hora de avaliar a potencia gerada

na turbina, assim como a temperatura de entrada e a relação de pressão é necessário o uso de fluidos com baixo calor latente.

Hung *et al.* (2010) afirma que o uso de fluidos com calor latente elevado proporciona uma maior eficiência na recuperação de calor, o calor específico deve ser baixo para reduzir a carga no condensador, enquanto que Tchanche *et al.* (2011) defende o uso de calor latente elevado assim como alto calor específico.

Chen *et al.* (2010) avaliaram a influência do calor específico e do calor latente no trabalho que é produzido pela turbina, uma formulação foi realizada assumindo os fluidos de trabalho como gás ideal e concluíram que com calor latente mais elevado e baixo calor específico o trabalho específico é maior.

Wang *et al.* (2013) usaram uma formulação para avaliar o calor específico e calor latente e concluíram que um maior calor latente e um menor calor específico são preferidos se avaliados a eficiência térmica do ciclo.

As contradições nas diferentes análises das influências de alguns dos parâmetros do ciclo ORC, segundo He *et al.* (2014) se deve ao fato de que cada pesquisador teve diferentes condições de fonte de calor avaliados, assim como diferentes critérios de avaliação da performance do ciclo. Para que isso não ocorra, deve-se adotar uma metodologia na seleção de fluido de trabalho para recuperação de calor de baixa temperatura.

Condutividade Térmica e viscosidade: Uma maior condutividade térmica proporciona um maior coeficiente de troca de calor nos trocadores de calor, assim como uma baixa viscosidade tanto na fase líquida quanto na fase vapor para melhor troca de calor no ciclo reduzindo as perdas de carga por atrito nos trocadores de calor (PAPADOPOULOS *et al.*, 2010; QUOILIN *et al.*, 2012).

Temperatura de solidificação e degradação: A temperatura de solidificação deve ser inferior a menor temperatura ao qual estará sujeito o fluido de trabalho, para que não ocorra o congelamento do mesmo (PAPADOPOULOS *et al.*, 2010; QUOILIN *et al.*, 2012).

Compostos orgânicos costumam sofrer deteriorações e sofrem decomposição química, estando esse fluido sujeito a uma temperatura máxima de degradação que varia com tipo fluido. Portanto, o composto orgânico deve ser estável quimicamente e termicamente estável para todas as pressões e temperaturas ao qual o ciclo estará sujeito, limitando assim a temperatura máxima da fonte (QUOILIN, 2011).

➤ Curva de vapor saturado

O comportamento da curva do vapor saturado é um critério importante na seleção do fluido de trabalho. A inclinação da curva, em um diagrama T-s, pode nos informar qual categoria do fluido utilizado, como mostra Figura 3.4. Os fluidos são classificados como úmidos, secos ou isentrópicos.

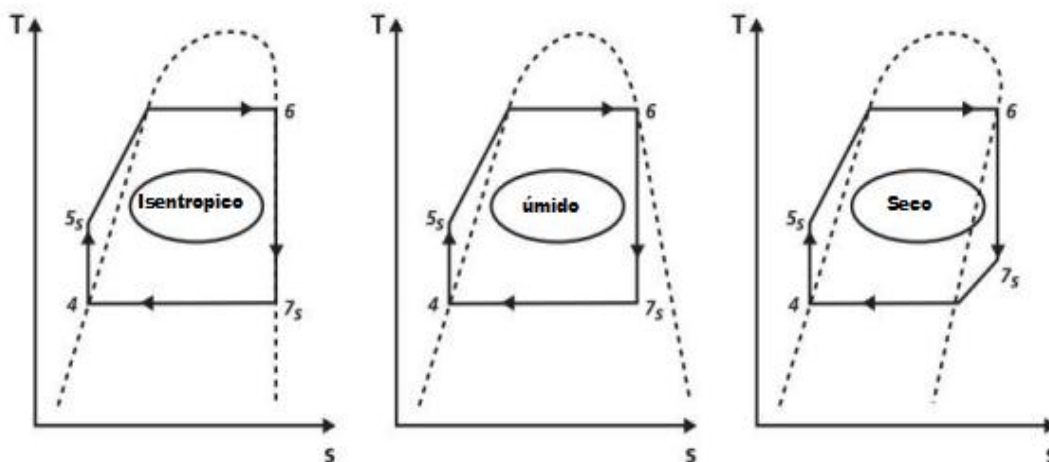


Figura 3.4 Diagrama T x s para fluidos isentrópico, úmido e seco.
Adaptado de (MASCARENHAS, 2014).

- Fluido isentrópico: o valor da derivada (dT/ds) tende ao infinito para fluidos isentrópicos, o vapor se expande ao longo de uma linha vertical no diagrama T-s, o fluido de trabalho que entra na turbina permanece no estado de vapor saturado até que atinja a saída da turbina, eliminando a condensação que pode causar erosão as pás da turbina (SILVA, 2010; MASCARENHAS, 2014).
- Fluido úmido: o valor da derivada (dT/ds) é negativa indicando fluido úmido; a expansão do fluido de trabalho ocorre na zona de vapor saturado, podendo ocorrer a condensação é necessário efetuar sobreaquecimento do fluido na entrada da turbina para que não ocorra a condensação, evitando assim possíveis danos no equipamento (QUOILIN, 2011).
- Fluido seco: o valor da derivada (dT/ds) é positiva; mesmo com expansão na turbina o vapor resultante ainda se encontra superaquecido, garantindo que com uso deste fluido não haverá risco de erosão da turbina (MASCARENHAS, 2014).

O uso de fluidos secos, durante a expansão na turbina, colabora para que o fluido de trabalho saia como vapor superaquecido como dito anteriormente, o que pode ser um desperdício além de exigir muito do condensador. Um recuperador pode ser utilizado para

aproveitamento dessa energia podendo ser utilizada para o pré-aquecimento do fluido antes de entrar no evaporador (GOTELIP, 2015; HERRERIA, 2012).

A Figura 3.5 apresenta o diagrama T x s dos fluidos orgânicos típicos utilizados no ciclo ORC e da água.

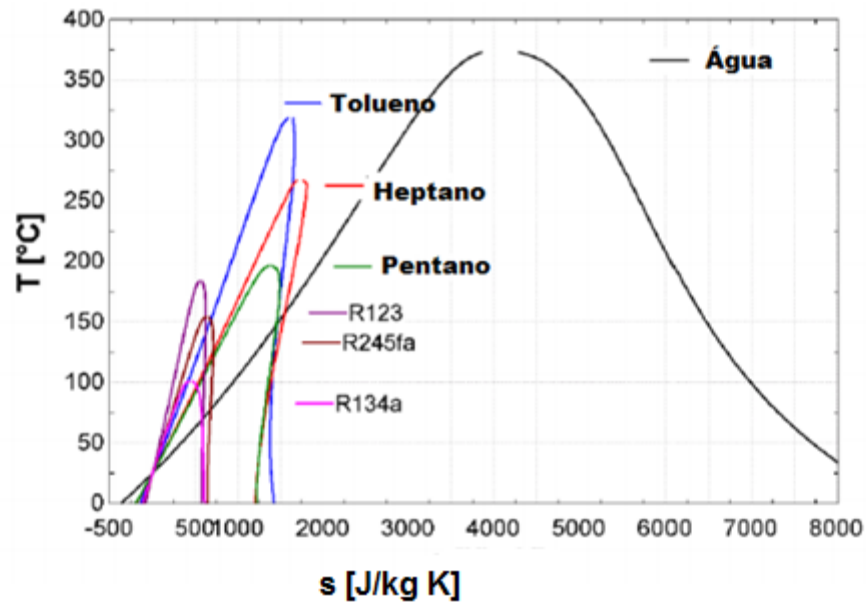


Figura 3.5 Diagrama T x s típico de alguns fluidos orgânicos e da água.
Adaptado de (QUOILIN, 2011).

A Tabela 3.1 apresenta a temperatura crítica e a pressão crítica de alguns fluidos de trabalhos utilizados no ciclo ORC, assim como sua classificação.

Tabela 3.1- Propriedades dos fluidos orgânicos
 Fonte: Adaptado de Gotelip (2015)

Fluido	Tc (C)	Pc (kPa)	
Tolueno (C ₇ H ₈)	318,65	4106	Seco
Etilbenzeno (C ₈ H ₁₀)	344,05	3606	Seco
Propilbenzeno (C ₉ H ₁₂)	365,17	3200	Seco
Dimetilbenzeno (C ₈ H ₁₀)	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

➤ Restrições ambientais

O uso de compostos orgânicos não pode ser de forma irresponsável, uma vez que causam grande impacto na camada de ozônio. Em 1996 entrou em vigor o Protocolo de Montreal (assinado em 1987), um acordo entre países para tentar deter a destruição da camada de ozônio. O Tratado proibiu o uso de substâncias agressivas à camada de ozônio, em especial compostos clorofluorcarbonetos (CFCs), dos quais os seguintes compostos proibidos foram: R-11, R-12, R-113, R-114, R-115 e R-500 (HERREIRA, 2012).

O critério para determinar o potencial de empobrecimento do ozônio (ODP – *Ozone depletion potential*), consiste em um índice a ser avaliado no momento da escolha do fluido de trabalho. A medida padrão é o potencial destrutivo do R-11, igual a 1. A Figura 3.6 apresenta o ODP para diversos fluidos refrigerantes. O ODP dos fluidos refrigerantes atuais é nulo ou muito próximo disso; fluidos de ODP diferente de zero deverão ser eliminados progressivamente segundo Protocolo de Montreal; os hidrobromofluorcarbonetos (HBFCs) devem ser substituídos até 2015 e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) até 2040. Sendo este último conhecido como os refrigerantes R-22 e R-123 que serão substituídos por fases a partir de 2015 até 2040 (QUOILIN et al., 2012; HERREIRA, 2012).

Para medir a quantidade com que um gás contribui para o aquecimento global é utilizado o *Global Warming Potential* (GWP). A tabela 3.2 mostra os valores de ODP e GWP para alguns fluidos orgânicos usados no ciclo ORC.

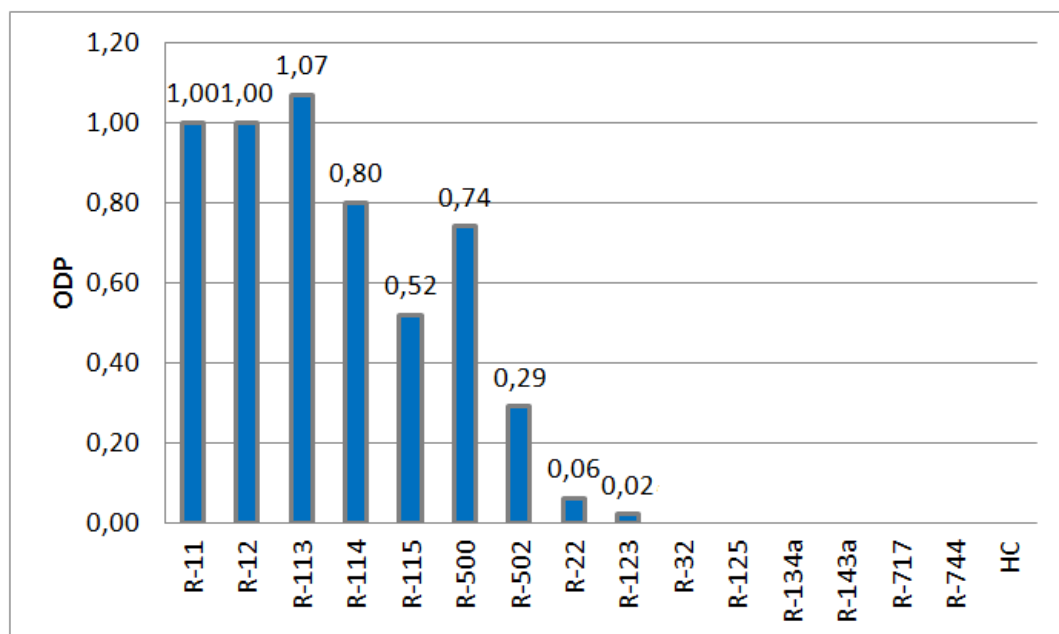


Figura 3.6 ODP para diversos fluidos refrigerante.
Adaptado de (HERREIRA, 2012).

➤ Saúde e segurança

Algumas garantias de segurança devem ser levadas em conta na hora da escolha do fluido de trabalho do ciclo ORC, para garantir a segurança das pessoas envolvidas na operação do sistema. O fluido de trabalho não deve ser corrosivo, tóxico ou inflamável, além de possuir seu ponto de autoignição elevado.

O padrão ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating, And Air-Conditioning Engineers*) classifica os fluidos refrigerantes em grupos de segurança podendo ser utilizado para avaliação do fluido de trabalho, sendo os parâmetros principais com relação à segurança a toxicidade e a inflamabilidade (QUOILIN *et al.*, 2012). O índice de segurança de alguns fluidos refrigerantes são mostrados também na tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Custo, Índice de impacto ambiental e segurança de alguns fluidos refrigerantes
Fonte: TCHANCHE *et al.*, (2011)

Refrigerante	ASHRAE 34	GWP	ODP
R-245fa	B1	820	0
R-123	B1	77	0,02
R-113	A1	6130	1
R-600	A3	0	0
R-601	A3	0	0
R-134a	A1	1430	0
R-12	A1	10890	1
R717	B2	1	0
R-123	B1	725	0,02

➤ Disponibilidade comercial

Deve se optar por um fluido de trabalho com disponibilidade comercial, uma vez que um fluido com pouca disponibilidade dificulta a implementação do ciclo ORC, encarecendo o processo. A utilização de um fluido amplamente disponível reduz os custos de compra e manutenção. Optar por fluidos de trabalho já utilizados pela indústria de refrigeração ou indústria química são de fácil obtenção e possuem preços mais acessíveis (GOTELIP, 2015).

3.3 Fontes de calor do ciclo Rankine Orgânico

O ciclo ORC é bem flexível, podendo ser empregado para diversas fontes de energia, sendo elas energia geotérmica, energia solar, biomassa e o aproveitamento de calor residual de processos industriais (*Waste Heat Recovery* – WHR).

3.3.1 Energia Geotérmica

Com o aumento da profundidade a temperatura da Terra também aumenta e esta energia subterrânea emitida pelo centro da Terra recebe o nome de energia geotérmica. Essa energia pode ser utilizada para processos de aquecimento e/ou geração de energia.

Segundo Tchanche *et al.* (2011) o gradiente geotérmico médio próximo da superfície terrestre é de cerca de 25 °C/km, mais varia de lugar para lugar, fazendo assim com que alguns lugares mais adequados para aplicações geotérmica.

Disponíveis numa gama de temperatura que pode variar de dezenas de graus até 300°C, a mínima temperatura para geração de energia sem prejudicar a eficiência da conversão de energia é de 80°C (QUOILIN, 2011).

A energia geotérmica pode ser aproveitada para aplicações diretas ou para geração de energia. Quando usada para aplicação direta geralmente com temperaturas abaixo de 150°C, os fluidos hidrotermais são utilizados para aquecimento de ambientes, aquecimento da água para processos industriais e agricultura. Estima-se que atualmente a capacidade térmica instalada em todo o mundo é da ordem de 28000 MW (MUÑOZ, 2013).

Fontes de calor com temperaturas maiores que 150°C, permitem a planta geotérmica gerar uma produção combinada de calor e potência. Para isso, a temperatura de condensação é maior, desta forma a água de arrefecimento pode ser usada para aquecimento aumentado à eficiência global do sistema, no entanto a eficiência elétrica da instalação é reduzida (QUOILIN, 2011).

3.3.2 Energia solar

Segundo Gang & Jing (2010) a luz emitida pelo sol fornece energia térmica a Terra sob a forma de radiação. Essa energia chama irradiação, quando chega à superfície terrestre tem um valor aproximado de 750 W/m². Mesmo com uma elevada quantidade de energia solar disponível, a quantidade de energia elétrica gerada a partir da luz solar é muito pequena quando comparada ao consumo de energia mundial.

Deste modo a aplicação do ciclo ORC com energia solar, é uma interessante opção de aproveitamento dessa fonte de energia renovável. A luz solar é concentrada através de espelhos ou lentes em um coletor que pode ser linear ou pontual. Este calor armazenado é transferido para um fluido de trabalho, para em seguida efetuar processo de expansão.

Coletores solares são dispositivos conhecidos por capturar a energia solar incidente. Os coletores podem estar diretamente ligados com o equipamento ou podem não fazer parte do equipamento do ciclo, os dois tipos são mostrados nas Figuras 3.7 e 3.8 respectivamente.

No caso em que os coletores fazem parte direta do equipamento, o fluido de trabalho passaria diretamente pelos coletores, ganhando calor necessário e seria expandido.

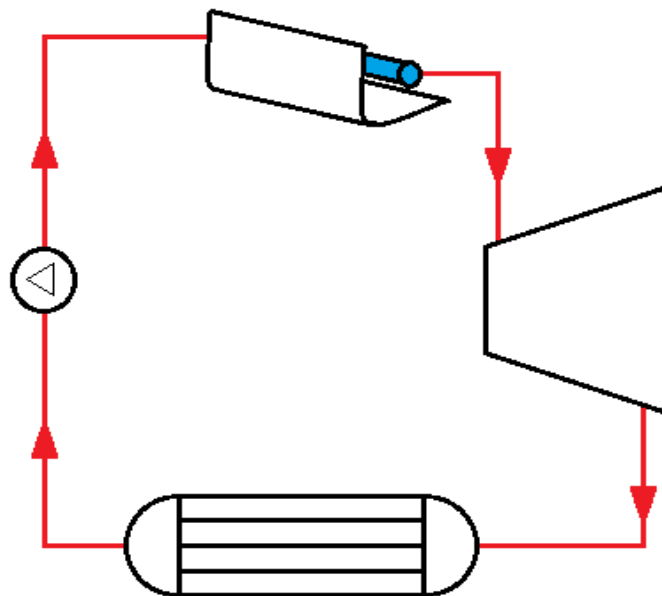


Figura 3.7 Ciclo ORC com entrada direta de calor.
Adaptado de (HERREIRA, 2012).

Os coletores podem não estar ligados diretamente aos equipamentos do ciclo ORC. Desta forma, o calor é transferido para o sistema através de um trocador de calor; um fluido térmico é utilizado para realizar a troca de calor com o fluido de trabalho do ciclo ORC. Não há contato direto entre o fluido de trabalho e um óleo térmico, trocando apenas calor. O sistema fica composto por um circuito primário onde circula fluido de trabalho do ciclo ORC, e um circuito secundário, do fluido (óleo térmico) que circula pelos coletores (HERREIRA, 2012).

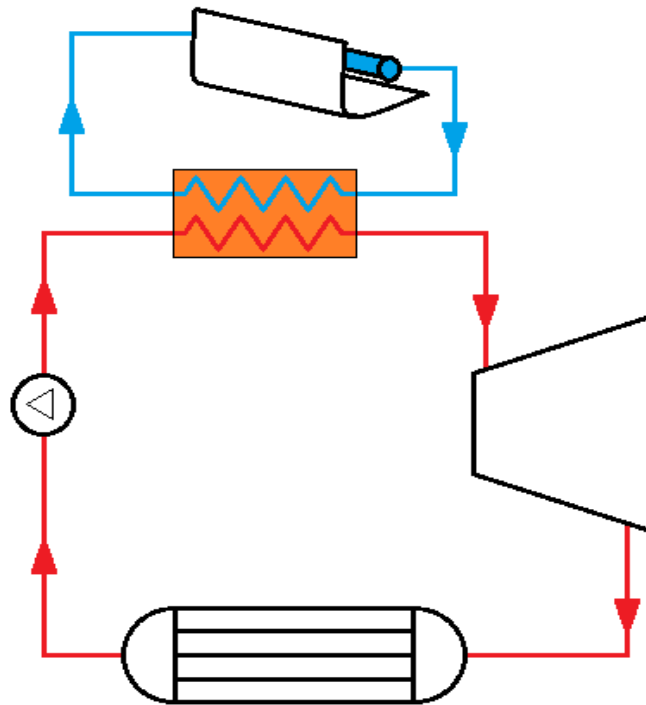


Figura 3.8 Ciclo ORC com trocador de calor
Adaptado de (HERREIRA, 2012)

Do ponto de vista termodinâmico, o ciclo com entrada de calor direta através dos coletores é mais adequado, quando se utiliza os de trocadores de calor aumenta-se as irreversibilidades do sistema fazendo com que nem todo calor capturado nos coletores seja transferido ao ciclo. Porém, o ciclo com entrada direta tem problemas, pois os coletores solares não são projetados para suportar altas pressões, outro problema está na mudança de fase do fluido orgânico isso é uma desafio para os coletores (HERREIRA, 2012).

3.3.3 Biomassa

Outra fonte energética possível para funcionamento do ciclo ORC é a biomassa, sendo ela a quarta maior fonte de energia do mundo (ANEEL, 2005) chegando a contribuir com 14% da demanda mundial de energia primária. A biomassa é toda aquela matéria biológica que pode ser utilizado como energia. Pode ser encontrada em processos industriais e agrícolas e em resíduos urbanos. A biomassa é facilmente adaptada à produção combinada de energia sob a forma de calor e eletricidade (cogeração) do inglês *Combined Heat and Power* (CHP) em pequena escala (MASCARENHAS, 2014).

Tornando-se uma importante forma de gerar energia de forma descentralizada, possui baixa densidade o que impossibilita o transporte a grandes distâncias. Suas instalações tem capacidade inferior a 1 MW, o rendimento na transformação de energia térmica em energia elétrica são baixos limitados a 18%, o ciclo Rankine convencional não é economicamente

viável e nem possuem grandes eficiências nessa gama de potência, tornando o ciclo ORC uma solução ideal para estes sistemas (MASCARENHAS, 2014).

Uma vez que pequenas unidades descentralizadas, seu custo para geração exclusivamente elétrica não é competitivo, o uso do sistema de geração combinada de calor e eletricidade é implantado para garantir o retorno do investimento. O uso do calor gerado que pode ser aproveitado em processos industriais (secagem da madeira), faz com que a eficiência global de uma planta seja de aproximadamente 88% (QUOILIN *et al.*, 2013).

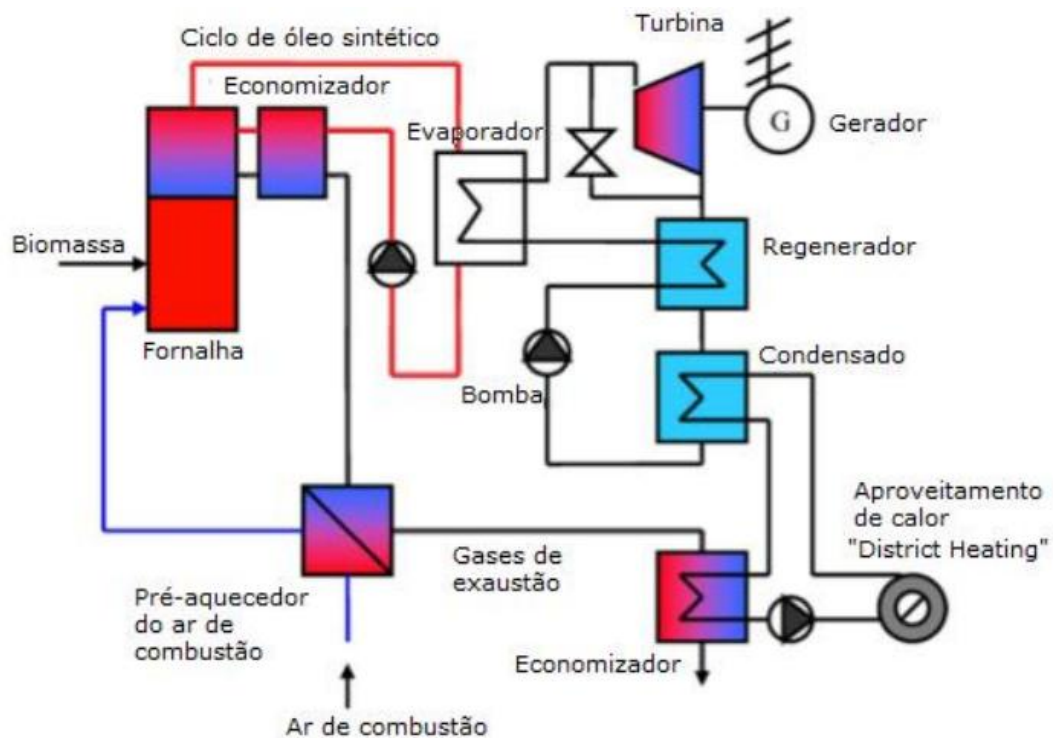


Figura 3.9 Esquema simplificado do ciclo ORC para uma fonte de biomassa
Adaptado de (MUÑOZ, 2013).

3.3.4 Calor residual de processos industriais

O calor residual é o termo utilizado para calor gerado e não utilizado durante um processo de combustão ou qualquer outro processo térmico/químico, sendo rejeitado diretamente para atmosfera. Processos industriais, motores térmicos e equipamentos mecânicos produzem grande quantidade de calor residual. Os gases descarregados não só possuem um elevado valor exergético, mas também grande quantidade de poluentes: dióxido de carbono (CO_2), óxidos de nitrogênio (NO_x) e óxidos de enxofre (SO_x), esses componentes são responsáveis pelo efeito estufa e pelo aquecimento global (TCHANICHE *et al.*, 2011).

Países desenvolvidos, na busca pela diminuição das emissões desses gases nocivos e ao mesmo tempo, em que querem diminuir suas importações de energia avaliaram o potencial de recuperação de calor residual. Por exemplo, um estudo realizado nos oito maiores setores industriais no Canadá mostrou que 70% da energia de entrada era perdida.

De acordo com dados do Departamento de Energia dos EUA (*Department of Energy – DOE*) em 2008, o setor industrial por si só representa cerca de um terço do total da energia consumida no país contribuindo na mesma proporção para emissões de gases do efeito estufa. Cerca de 20 a 50% da energia de entrada é perdida, esta energia poderia ser recuperada parcialmente para reduzir a intensidade energética do país. Os setores industriais que requerem alta demanda de energia são: indústria metalúrgica (ferro, aço, cobre, alumínio e vidro), cimento, indústrias de material de construção, indústria de alimento e bebidas, indústria de papel e celulose, petróleo e indústria química (TCHANCHE *et al.*, 2011).

As fontes de calor residual podem ser distinguidas de acordo com nível de temperatura: baixo ($< 230^{\circ}\text{C}$), médio ($230\text{-}650^{\circ}\text{C}$) e alto ($> 650^{\circ}\text{C}$). A temperatura da fonte de calor é um parâmetro essencial e determina a eficiência do processo de recuperação de energia, e também influencia significativamente sobre o projeto dos trocadores de calor, que são fonte de estudo deste trabalho. Os trocadores de calor têm papel importante na recuperação de energia. Para isso uma variedade de trocadores de calor são utilizados sendo eles: (i) recuperadores; (ii) regeneradores; (iii) pré-aquecedores de ar; (iv) economizadores. A geração de energia a partir de calor residual pode ser alcançada utilizando ciclos termodinâmicos de energia: ciclo Rankine convencional, ciclo ORC e o ciclo Kalina.

Segundo Tchanche *et al.* (2011) o ciclo de vapor convencional trabalha em alta e média temperatura e tem maturidade desde anos setenta, mas não eram rentáveis em menor escala e em baixas temperaturas. Em baixa e média temperatura, os ciclos ORC e Kalina se destacam em relação ao ciclo Rankine convencional, pois são menos complexos. A transferência de calor da fonte quente para o ciclo de potência pode ser realizado de duas maneiras: (1) gases de escape/calor do processo e fluido de trabalho realizam a troca de calor em um mesmo trocador de calor ou (2) um circuito com óleo térmico é integrado ao sistema para evitar o contato direto dos gases de escape e fluido de trabalho, conforme ilustrado na Figura 3.10.

Uma grande dificuldade reside na concepção ótima e integração dos trocadores de calor ao sistema, visando maximizar a taxa de recuperação de calor. Por isso, este trabalho visa o dimensionamento de trocadores de calor compactos para recuperação de calor residual,

com máxima eficiência e minoração da área ocupada em uma FPSO. O próximo capítulo apresenta um estudo mais detalhado sobre os trocadores de calor.

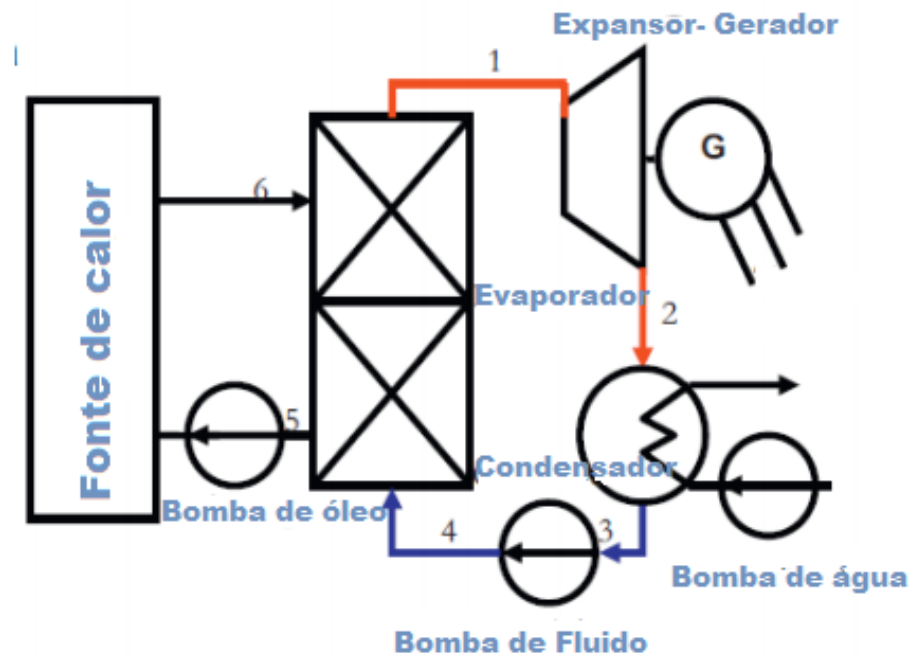


Figura 3.10 Ciclo ORC adaptado à recuperação de calor residual
Adaptado de (TCHANCHE et al., 2011).

4. TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos no processo de troca de calor entre dois ou mais fluidos, a diferentes temperaturas podendo ou não estar separados por uma parede sólida (ÖZİŞİK, 1990). Trocadores de calor possuem inúmeras aplicações, como usinas elétricas a vapor, usinas de processamento químico, condicionamento de ambientes, recuperação de calor residual, dentre outros (INCROPERA, 2002). Como exemplo das aplicações destes mais comuns destes equipamentos como: aquecedores, resfriadores, condensadores, evaporadores, recuperadores, etc.

São classificados de diversas formas: (i) o processo de transferência, (ii) compacticidade, (iii) tipo de construção, (iv) disposição das correntes e (v) o mecanismo de transferência de calor (ÖZİŞİK, 1990).

Com relação ao processo de transferência, os trocadores podem ser de contato direto ou indireto. No contato direto os fluidos se misturam e a transferência de calor ocorre entre dois fluidos imiscíveis, já no contato indireto os fluidos não se misturam e o calor é transferido através de uma interface sólida (ÖZİŞİK, 1990).

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com as características construtiva, sendo os principais grupos os trocadores de calor de placas, de placa aletada, de tubo aletado, os regenerativos e os trocadores tubulares. Um maior detalhamento será dado aos trocadores de calor compactos, pois este tipo de trocador é o objeto de estudo do presente trabalho.

Os trocadores de calor de placas são constituídos por placas delgadas que podem ser lisas ou onduladas. Além disso, não suportam grandes pressões ou diferença de temperaturas quando comparados aos trocadores tubulares equivalentes (INCROPERA, 2002). Trocadores de placa aletados são geralmente empregados nas trocas de gás/gás e em aplicação de baixa pressão, que não sejam maiores que 10 atm. A temperatura máxima também é limitada a cerca de 800°C (ÖZİŞİK, 1990).

Trocadores regenerativos podem ser estáticos ou dinâmicos. O tipo estático não possui partes móveis e consiste em uma massa porosa através da qual passam alternativamente os fluidos quente e frio. Durante o escoamento do fluido quente, o calor é transferido do fluido quente para o miolo do trocador regenerativo. Depois com o escoamento do fluido frio, o calor é transferido do miolo para o fluido frio. Os regeneradores estáticos podem ser poucos compactos, para uso em alta temperatura (900 a 1500°C), como é o caso dos pré-aquecedores de ar (ÖZİŞİK, 1990).

Com relação ao arranjo do escoamento, os trocadores de calor podem ser de correntes paralelas, em contracorrente ou de correntes cruzadas. Os de correntes paralelas os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do trocador de calor, fluem na mesma direção, e deixam juntos a outra extremidade. No caso do trocador operando em contracorrente, os fluidos entram em extremidades opostas do trocador de calor e escoam em direções opostas e saem em lados opostos. Se o trocador de calor possui configuração de corrente cruzada, em geral os fluidos fluem perpendicularmente um ao outro. O escoamento pode ser misturado ou não misturado, no escoamento misturado ocorre a mistura entre o fluido quente e o fluido frio. Os trocadores de calor de correntes cruzadas têm ampla aplicação na engenharia, sendo muito utilizados como evaporadores, no resfriamento a ar de condensadores de equipamentos de ar condicionado e como resfriadores de água de refrigeração de motores de automóveis (ÖZİŞİK, 1990).

Trocadores do tipo casco e tubo possuem uma estrutura consideravelmente robusta, é construído com tubos e uma carcaça. Um dos fluidos passa por dentro dos tubos, e o outro pelo espaço entre a carcaça e o feixe de tubos. Existem inúmeras construções diferentes para este tipo de trocador de calor que depende da transferência de calor desejada, do desempenho, da queda de pressão e dos métodos usados para reduzir tensões térmicas, prevenir vazamentos, facilidade de limpeza, para conter pressões operacionais e temperaturas altas e controlar corrosão.

Trocadores casco e tubo são os mais usados, pois podem operar em diferentes pressões e temperatura, com fluidos muito viscosos, atmosferas corrosivas. A facilidade de fabricação e o custo relativamente baixo constituem a principal razão para seu emprego disseminado nas aplicações de engenharia. Possui eficiência é baixa quando comparada a novos modelos de trocadores, especialmente quando comparada aos trocadores compactos. Seu tamanho também é um fator a ser considerado durante o projeto, pois o espaço ocupado por ele é bem relevante em uma unidade do tipo *offshore*. Para sua manutenção os tubos devem ser retirados, ocupando mais que duas vezes seu comprimento quando posto em manutenção.

4.1 Trocadores Compactos

Segundo Shah *et al.* (2003) um trocador de calor é classificado como compacto quando possui densidade de área (β) maior do que cerca de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para trocador gás/gás ou diâmetro hidráulico menor que 6 mm e $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para trocadores líquido/gás. São utilizados quando se deseja uma grande área de transferência de calor por unidade de volume.

São muito utilizados na indústria, especialmente em processos em que a troca de calor ocorre de gás para gás ou líquido para gás. Kays & London (1984) estudaram uma infinidade de configurações diferentes de tubos e de placas, cujas diferenças se devem principalmente ao modelo e a disposição das aletas.

Podem ser construídos com tubos aletados ou chapas formando um conjunto compacto. Existem uma infinidade de configurações de miolos de transferência de calor, e suas características dinâmicas térmicas e hidrodinâmicas foram extensivamente estudadas por Kays & London (1984).

Algumas das características específicas para este tipo de trocadores compactos são:

- Geralmente com superfície estendida (aletas);
- Alta relação de área de troca de calor por volume, cerca de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$;
- Pequeno diâmetro hidráulico;
- Usualmente um dos fluidos é um gás;
- Possui pressão e temperatura limitada se comparadas com trocadores do tipo casco e tudo, pois possui letas finas e a união dessas aletas na placa ou tubos são feitas por brasagem ou expansão mecânica;
- Flexibilidade na distribuição de área tanto do lado quente quanto do lado frio como desejável em projeto;

A Figura 4.1 mostra os miolos típicos de trocadores compactos de tubos aletados.

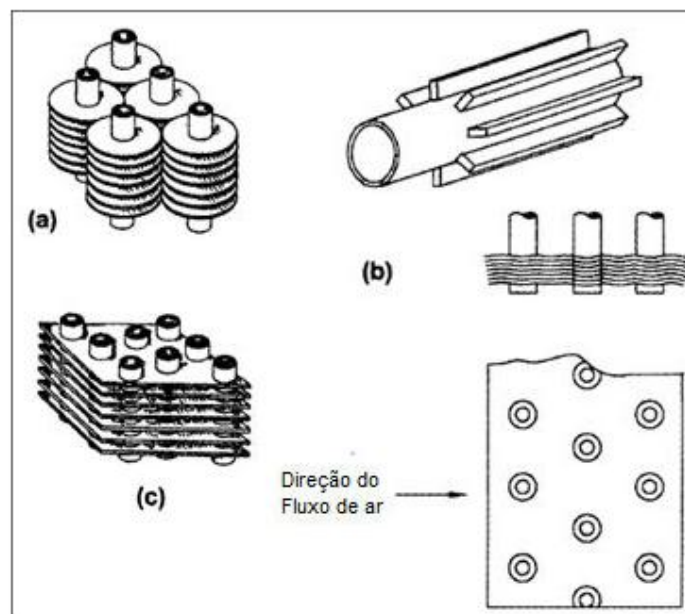


Figura 4.1 Trocador compacto aletado (a) tubo aletado individualmente, (b) aleta longitudinal, (c) tubo e placa contínua.

Adaptado de Kuppan (2000)

4.1.1 Trocadores compactos de tubos aletados

Trocadores compactos de tubo aletado são amplamente utilizados como condensadores e evaporadores em sistemas de refrigeração, em equipamentos de ar condicionado, veículos automotores para resfriamento de óleo ou água e em processos industriais como resfriadores de ar. São empregados em fluxos de alta pressão e onde um dos fluidos de trabalho possui coeficiente de transferência de calor maior quando comparado ao outro fluido. Como é o caso dos trocadores gás/líquido onde o coeficiente de transferência de calor do lado do líquido é cerca de 3 a 10 vezes maior que o coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Os tubos podem possuir aletas externas ou internas. Na presença de aletas internas são utilizadas para diminuir a resistência térmica entre o fluido e o trocador, provocando taxas de transferência de calor mais elevadas (KUPPAN, 2000).

Trocadores compactos de tubo aletado possuem menor compactação quando comparados com trocadores de placa aletada para um mesmo volume medido. Os trocadores de tubo aletado são indicados para situações onde um dos fluidos opera a uma pressão mais elevada, enquanto o outro fluido está a baixa pressão. A Figura 4.2 mostra alguns dos tipos de forma de aletas, porém as mais utilizadas são as aletas circulares ou planas.

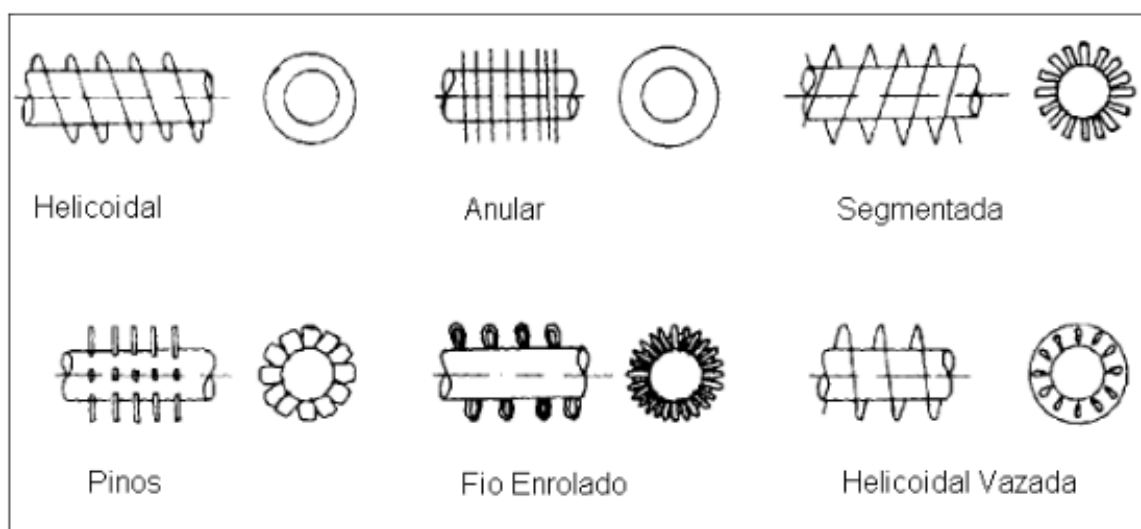


Figura 4.2 Geometria das aletas utilizadas nos trocadores compactos de tubo aletado.
Adaptado de Kuppan (2000)

Trocadores compactos de tubos aletados possuem dois arranjos básicos para construção dos tubos: em linha ou escalonados (triangular) como mostra a Figura 4.3, os arranjos triangulares são mais utilizados, pois, estes tornam o trocador mais compacto e permite uma maior transferência de calor. Porém este arranjo dificulta a limpeza e para o caso

do escoamento carregar sujeira ou partículas abrasivas, para este caso deve optar pelo arranjo de tubos em linha, pois este permite a limpeza de forma mais fácil.

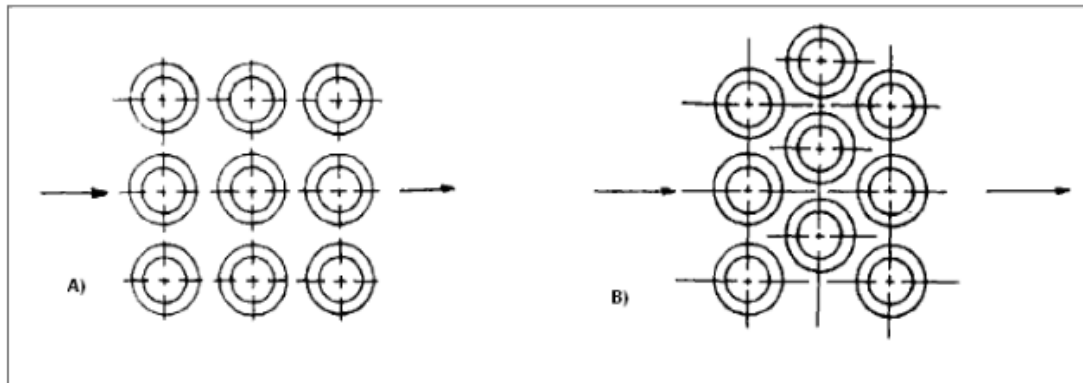


Figura 4.3 Arranjo dos Tubos Aletados (a) tubos em linha, (b) tubos escalonados.
Adaptado de Kuppan (2000)

Do mesmo modo que as aletas trocadores compactos também possuem três formas básicas de tubos: os redondos, os elípticos e os planos. Os trocadores do tipo plano e circular são empregados em arranjos do tipo escalonado. A condição de operação é fator chave na hora da escolha dentre as três formas. Por exemplo, trocadores que trabalham com elevada pressão e utiliza fluido com alto poder de incrustação é melhor optar pelo uso de tubos redondos. Tubos planos são mais indicados para aplicações em baixa pressão, como exemplo os radiadores de carro. Os tubos do tipo elípticos e planos são usados para aumentar a transferência de calor no interior do tubo e reduzir a queda de pressão do lado externo dos tubos (KUPPAN, 2000).

A Figura 4.4 mostra alguns modelos de trocadores compactos de tubo aletado encontrados na indústria.



Figura 4.4 Modelos de trocadores compactos
Adaptado de Kuppan (2000)

4.1.2 Trocadores compactos do tipo placa aleta

Trocadores compactos também podem ser do tipo placa aleta, sua densidade de área (β) é de aproximadamente $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. A geometria básica deste trocador consiste numa pilha alternada de placas planas com aletas corrugadas como mostra a Figura 4.5.

A geometria do trocador permite que os fluidos possam escoar em corrente contrárias, cruzadas ou paralelas, é mais frequentemente encontrado operando em contra corrente, pois esta permite uma maior eficiência térmica do equipamento. As corrugações servem ambas como superfícies de transferência de calor secundária e como suporte mecânico para pressão interna entre as camadas. Trocadores compactos de placa aleta são utilizados para baixas pressões, e são comumente empregados quando a transferência de calor é feita através de dois gases (KUPPAN, 2000).

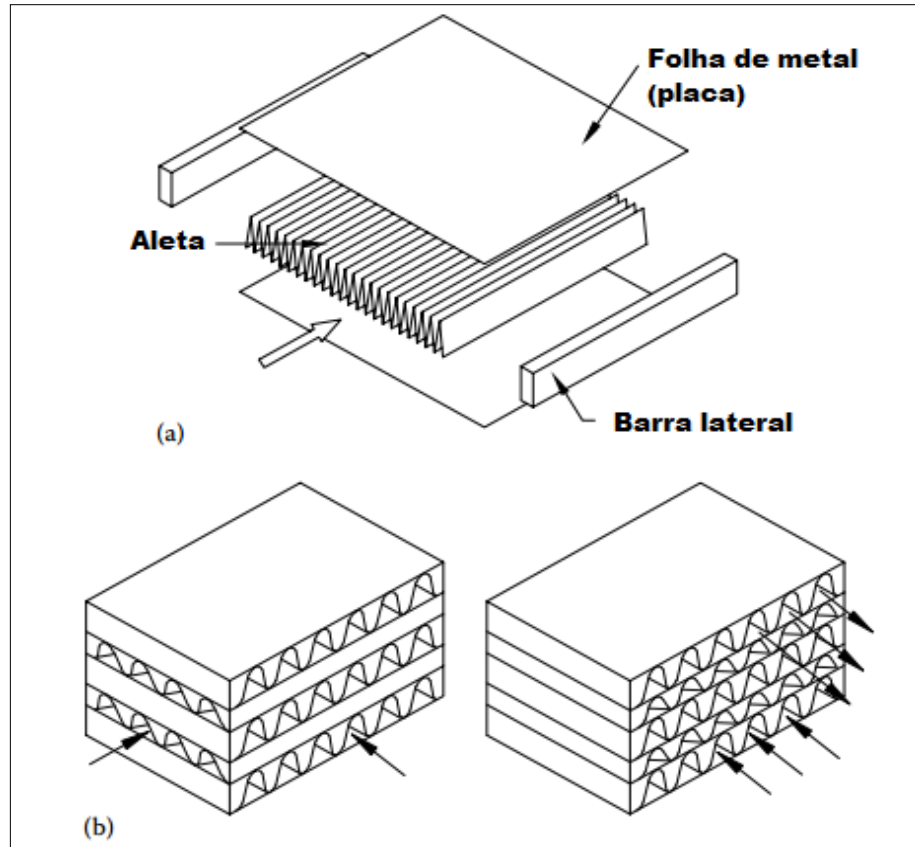


Figura 4.5 Trocador compacto placa aleta (a) elementos típicos de um trocador de calor placa aletada (b) fluxo das correntes

Adaptado de Kuppan (2000)

As aletas podem ser encontradas das mais diversas formas como mostra Figura 4.6, sendo as aletas triangulares e retangulares as mais comuns. As aletas retangulares são mais resistentes que as aletas triangulares para uma mesma área de passagem e uma mesma espessura da aleta. Quando as aletas estão localizadas ao longo do comprimento do escoamento, elas produzem uma camada limite mais espessa, o que resulta em baixos coeficientes de transferência de calor. No entanto aletas ondulada (*wavy*) ou tiras escalonadas (*Offset strip*) produzem camadas limites mais finas, pois, o crescimento da camada limite é interrompido periodicamente devido as ondulações, resultando em um coeficiente de transferência de calor mais elevado.

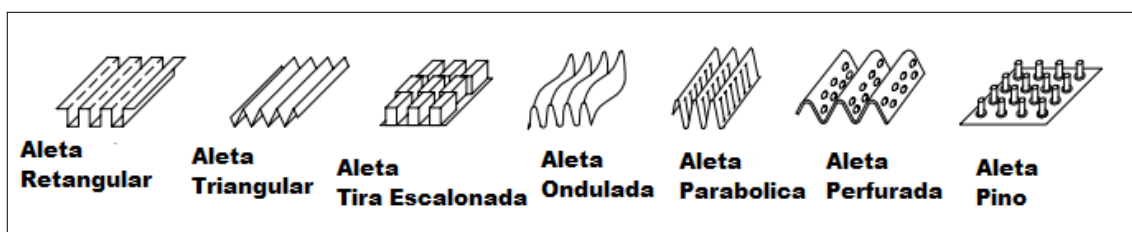


Figura 4.6 Geometria das aletas

Adaptado de Kuppan (2000)

Segundo Hesselgreaves (2001), trocadores compactos tem aumentado sua importância nos últimos 50 anos nas áreas: aeroespacial, automobilística, turbinas e gás dentre outras devido a fatores como alto desempenho, peso, tamanho reduzido e baixo custo.

4.1.3 Aspectos Básicos de compactação

O parâmetro fundamental para descrever a compactação de um trocador de calor é o diâmetro hidráulico definido na Equação 4.1 (KUPPAN, 2000).

$$d_h = \frac{4A_c L}{A_s} \quad (4.1)$$

Onde:

A_c : área da seção transversal

A_s : área da superfície de transferência de calor

L : comprimento do escoamento

Para algumas superfícies, a área da seção transversal varia com comprimento de escoamento. Para estes casos usa-se uma definição alternativa para diâmetro hidráulico dada pela Equação 4.2.

$$d_h = \frac{4V_s}{A_s} \quad (4.2)$$

Onde V_s é o volume envolvido (volume ocupado por um paralelepípedo que envolve a superfície).

A segunda definição utilizada para medir o grau de compacidade do trocador de calor é a densidade de área superficial (β), dada pela Equação 4.3.

$$\beta = \frac{A_s}{V} \quad (4.3)$$

4.2 Variáveis para o Dimensionamento dos Trocadores de Calor

4.2.1 Natureza e Características dos Fluidos

A natureza dos fluidos que circulam num trocador de calor constitui em um fator fundamental no seu estudo. Propriedades físicas são de fundamental interesse, pois, influenciam na troca térmica, sendo elas: condutibilidade térmica, densidade, viscosidade e o calor específico. Essas propriedades, juntamente com algumas variáveis geométricas e de operação, influem decisivamente no desempenho do trocador de calor. Essas propriedades variam em função da temperatura, que por sua vez se altera ao longo do trocador de calor. Na maioria das vezes é aceitável que se adote os valores das propriedades à temperatura média entre a entrada e a saída.

4.2.2 Velocidade do Escoamento

A velocidade do escoamento é um fator importante e influi em quatro aspectos fundamentais:

- Eficiência de troca térmica;
- Perda de carga;
- Erosão;
- Deposito de sujeira (incrustação);

Quando maior a velocidade do escoamento num trocador de calor, maior será a turbulência criada e um melhor coeficiente de transporte de energia. Portanto, a área do trocador de necessária será menor. Com relação a esse aspecto, uma alta velocidade é desejada. Porém essa intensa turbulência gera um atrito maior e uma perda de carga maior, que podem ultrapassar os valores de perda de carga máxima admissível (MUNSON & YOUNG, 2004). Por este aspecto, de uma perda de carga elevada, não é desejável uma velocidade de escoamento elevada. Deste modo, há um dever em buscar uma melhora da eficiência de troca térmica sem que ocorra uma perda de carga excessiva. Este aspecto é um dos principais objetivos no momento de projeto de um trocador de calor.

A velocidade também influencia em outros dois pontos, na erosão e na incrustação. Uma velocidade muito baixa pode favorecer o depósito de sujeira e a dificuldade da sua remoção. Por outro lado, uma velocidade muito elevada pode acarretar uma intensa erosão. Em caso de fluidos corrosivos ou que contenha sólidos em suspensão, o efeito será ainda mais

severo. A Tabela 4.1 mostra a faixa de valores recomendados para velocidade de escoamento num trocador de calor.

Tabela 4.1 Faixa de valores recomendados para velocidade de escoamento.

Fluido	Velocidade Recomendada [m/s]
Gases e vapores	25 a 30
Líquidos com Viscosidade < 50 cP	1 a 3
Líquidos com Viscosidade entre 50 e 1000 CP	0,5 a 2
Líquido com Viscosidade > 1000 cP	0,2 a 1
Água de resfriamento nos tubos	1 a 2,5

Fonte: Adaptado de Silva (2012)

4.2.3 Perda de Carga Admissível

A queda de pressão (a variação de energia expressa em altura manométrica) entre a entrada e saída é chamada perda de carga num trocador de calor. Para cada fluido do processo estipula-se um valor de perda de carga máxima ou perda de carga admissível, por inúmeras razões. Uma perda de carga muito elevada representa um consumo operacional de energia elevado e deve ser evitada. Sem esquecer que o trocador de calor é sempre componente de uma unidade de processo. O fluido que sai dele, muitas vezes, vai ainda passar por tubulações e outros equipamentos a jusante, com suas respectivas perdas de carga; portanto na saída do trocador de calor, o fluido precisa ter pressão suficiente para vencer as perdas de carga do sistema. Na literatura, há faixas de valores usuais para perdas de carga admissíveis, como mostra Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Valores de orientação usuais de perda de carga admissíveis

Fluido	Perda de Carga Admissível (psi)	Perda de Carga Admissível (bar)
Gases e vapores em operação a pressões altas ou intermediárias	2 a 10	0,138 a 0,689
Gases e vapores em operação a pressões próximas a atmosférica ou sub vácuo	0,3 a 2	0,021 a 0,138
Líquidos	10 a 25	0,689 a 1,724

Fonte: Adaptado de Silva (2012)

O trocador de calor deve trabalhar o mais próximo possível da perda de carga admissível, pois quanto maior a intensidade de turbulência, melhor o desempenho de troca térmica. Assim, deve-se utilizar a toda dissipação de energia por atrito prevista, sem ultrapassar o valor admissível (INCROPERA, 2002).

4.2.4 Fator de incrustação

Durante a operação, os trocadores de calor ficam incrustados com o depósito de materiais indesejados na superfície. Por isso, a resistência térmica ao fluxo de calor aumenta, reduzindo a taxa de transferência de calor (ÖZİŞIK, 1990).

Na prática, um dos modos adotados para-se saber o grau de depósito em um trocador de calor em operação é acompanhar, ao longo do tempo de uso, as temperaturas e as pressões terminais do trocador de calor. À medida que as incrustações aumentam, a eficiência de troca térmica diminui, observando-se através das temperaturas e pela diferença de pressões.

O surgimento das incrustações pode ser devido à sedimentação, à polimerização, à cristalização, à corrosão ou a causas de natureza orgânica (como algas). Esses mecanismos podem ocorrer independentemente ou paralelamente.

As condições de processo afetam a taxa de depósito das incrustações no trocador de calor são elas: natureza dos fluidos, a velocidade de escoamento, a temperatura dos fluidos, a temperatura da parede, o material de construção do equipamento, a grau de acabamento da superfície como a rugosidade ou tipo de revestimento interno.

Um modo de facilitar a quantificação desse efeito utiliza-se um parâmetro definido como fator de incrustação ou fator de sujeira (*fouling factor*). Matematicamente falando, é o inverso do coeficiente de transporte de energia por convecção. Portanto, quanto maior o fator de incrustação, maior o depósito, maior a resistência térmica, menor a transferência de calor. Faixas de valores típicos desse fator para diversos fluidos podem ser encontrados na literatura.

Segundo Munson & Young (2004) o fator de incrustação deve ser considerado no projeto do trocador de calor, pois influencia na área que deve atender as necessidades do trocador de calor novo (limpo) e do trocador de calor em operação há algum tempo (já com incrustação). Devido à dificuldade de previsão deste valor isso se torna uma das causas principais da imprecisão no projeto de um trocador de calor. Sendo a experiência profissional um aspecto fundamental.

4.2.5 Critérios nas localizações dos fluidos

Segundo Silva (2012), a definição de qual fluido deve escoar do lado interno ou externo de um trocador de calor do tipo casco tubos, é uma das decisões mais importantes a ser tomada no início do projeto. Uma má localização dos fluidos resulta em um projeto não otimizado e com frequentes problemas durante a operação.

Um dos aspectos básicos levados em consideração refere-se à limpeza e manutenção do equipamento, a problemas decorrentes de vazamento e à eficiência de troca térmica. Para decidir a melhor localização para os fluidos, deve-se considerar:

- Fluido com maior tendência de incrustação: Os fluidos com maior tendência a incrustação devem circular do lado dos tubos. Isto se deve ao fato de que a limpeza mecânica e química é bem mais fácil do lado dos tubos.

A água de resfriamento é um dos fluidos industriais com alto fator de incrustação e, portanto de modo geral circula preferencialmente pelos tubos. Mesmo para a água de resfriamento tratada, cujo fator de sujeira não é considerado tão elevado, recomenda-se em geral a sua circulação pelos tubos (INCROPERA, 2002).

- Fluido Corrosivo: Fluidos corrosivos devem circular dentro dos tubos. Por questão de segurança e manutenção, uma vez que os tubos podem ser revestidos internamente e são mais fáceis de se substituir se for necessário.

- Fluido com temperatura ou pressão muito elevadas: Para elevadas temperaturas e pressões, os cuidados com o material para construção e vedação do trocador de calor tem que ser maiores. Portanto, pelos mesmos motivos citados anteriormente, é preferível circular o fluido nessas condições no lado dos tubos.

- Fluidos com menor velocidade de escoamento: Uma velocidade baixa de escoamento dificulta a troca térmica. Devido à possibilidade de uso de chicanas transversais, é mais fácil provocar uma turbulência intensa no casco do que no lado do tubo. Portanto, mesmo com escoamento de baixa vazão, há um recurso construtivo (chicana) para incrementar a troca térmica no lado do casco. Deste modo, quando a diferença entre as vazões é significativa, em geral é mais econômico circular o fluido de menor vazão no lado do casco e maior vazão no lado dos tubos.

- Fluido mais viscoso: Um fluido com alta viscosidade dificulta a troca térmica. É indicado circular o fluido mais viscoso no lado do casco onde a turbulência pode ser intensificada mais facilmente.

- Fluidos letais e tóxicos: Por razões de segurança ao se trabalhar com fluidos tóxicos, a vedação é fundamental. A estanquidade é mais facilmente obtida do lado dos tubos, usando um espelho duplo por exemplo. Para fluidos letais ou tóxicos recomenda-se que estes devem circular no lado do tubo.
- Fluido com diferença de temperatura muito elevada: Se a diferença de temperatura de entrada e saída for muito elevada, maior que 150°C, com mais de uma passagem pelo lado dos tubos. Recomenda-se circular este fluido pelo casco, minimizando os problemas construtivos causados pela expansão térmica (INCROPERA, 2002).

4.3 O papel dos trocadores de Calor numa FPSO

Na indústria, *offshore* os trocadores de calor são utilizados para a quebra de emulsões entre o petróleo e a água, para o resfriamento de gases provenientes de um processo de compressão, condensação e aquecimento de mistura em uma torre de destilação (SANT`ANNA, 2005).

O trocador de calor do tipo casco e tubo é mais utilizado nas primeiras etapas do processo, pois trabalha bem com fluidos mais viscosos. Com aumento da temperatura aumenta a capacidade de separação do óleo, com o decréscimo na densidade e viscosidade.

A emulsão é aquecida antes da entrada na planta logo após o *turret*² para que ocorra uma boa separação no resto do processo. No bombeamento da emulsão desde a cabeça do poço até a embarcação, há uma grande perda de energia interna devida ao atrito com a tubulação e a troca de calor com água gelada do mar, fazendo a emulsão chegar ao *turret* com temperatura geralmente considerada baixa para uma boa separação. O aquecimento nesta etapa é vital para o restante do processo, os trocadores do tipo casco e tubo são geralmente utilizados devido a alta viscosidade da emulsão.

Após o primeiro estagio de separação, tem-se na planta óleo, gás e água que são tratados em sistemas independentes. Um trocador de calor do tipo placa é utilizado para aumentar da temperatura, garantindo boas condições de separação final, aquela que possui a intenção de retirar as menores porções de água, gás e sólidos que ainda permanecem dispersos. Os trocadores de calor também podem ser utilizados para resfriamento do óleo,

² Turret – espécie de torre ancorada que confere ao FPSO liberdade de girar 360°, sofrendo menos impacto do vento e ondas.

pós-fase de separação final, para diminuir sua pressão e armazená-lo de forma segura evitando evaporação e criação de atmosferas explosivas.

Os trocadores de calor também são utilizados para resfriamento da água antes que esta seja descartada no mar, conforme regulamentado por órgãos ambientais. Também, pode se considerar o aquecimento da água utilizada nos processos, especialmente no sistema de reaquecimento que fornece água quente para outros trocadores da planta e para utilização de água quente nas acomodações e cozinha da embarcação.

Evaporadores e condensadores são utilizados no sistema de gás, logo antes dos estágios e entre os estágios de compressão do gás no processo, para resfriamento dos gases e plena execução do processo de compressão do mesmo.

Os trocadores de calor em unidades FPSO são essenciais para uma produção eficiente e segura, conferindo ao óleo produzido a qualidade necessária para posterior transferência e venda, além de sua importância em outras vertentes do processo e utilização de água em outras acomodações.

5. DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

O presente capítulo irá abordar o dimensionamento de quatro trocadores de calor: (i) trocador intermediário; (ii) evaporador, (iii) recuperador; e (iv) condensador. Estes trocadores de calor serão componentes de um ciclo ORC para recuperação de calor residual para geração de energia elétrica em FPSOs.

De forma que o peso e tamanho são fatores decisivos para as FPSOs, onde o espaço é muitas vezes limitado, optou-se pelo estudo de trocadores de calor compactos, pois, estes possuem maiores áreas de troca em espaço menores.

Para este estudo optou-se pelo trocador de calor do tipo tubo aletado (placa contínua) para o dimensionamento dos quatro trocadores estudados. Deste modo, o modelo matemático para cálculo será mesmo para o trocador intermediário, para recuperador, para condensador e para evaporador. Portanto, no presente capítulo só será detalhado o modelo de cálculo do evaporador. Os cálculos detalhados do condensador e do recuperador se encontram nos Apêndices A, B e C.

A planta simulada no programa ASPEN-HYSYS® v.8.6, esta apresentada na Figura 5.1, é possível observar quais os equipamentos foram necessários para essa simulação.

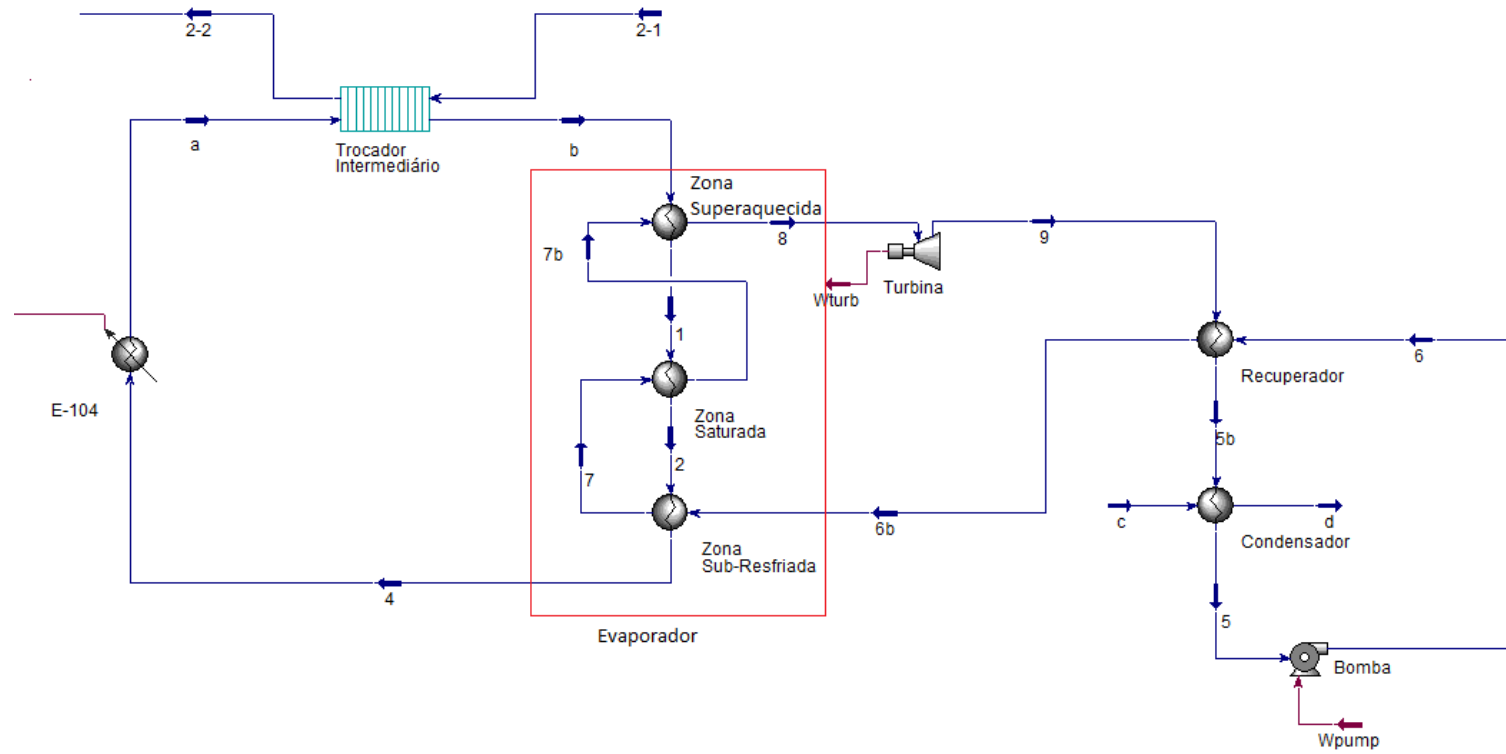


Figura 5.1 Esquema da planta ORC estudada

5.1 Evaporador

O Evaporador irá receber óleo térmico vindo do trocador intermediário e fluido orgânico, enquanto que o óleo térmico irá circular do lado dos tubos e o fluido de trabalho do lado das placas. A análise do Evaporador será realizada pelo método de multizonas, uma vez que facilita o entendimento do que ocorre em cada zona analisada dentro do evaporador. O evaporador pode ser considerado como a união de três trocadores de calor colocados em série: o primeiro trabalha na zona sub-resfriada; o segundo na zona saturada e o terceiro na zona superaquecida. A área total de troca de calor será a soma das áreas calculadas nos três casos: A Figura 5.2 mostra o esquema do evaporador estudado.

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3$$

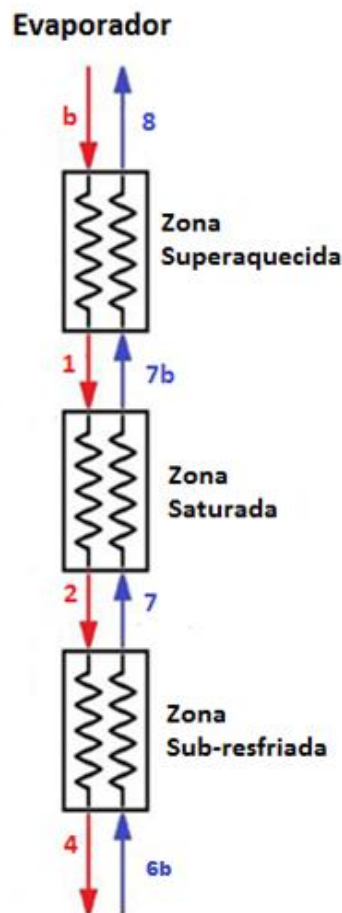


Figura 5.2 Esquema do evaporador

5.1.1 Balanço energético do evaporador

As temperaturas do ciclo ORC e do óleo térmico foram obtidas com auxílio do programa ASPEN-HYSYS® v.8.6, assim como as propriedades termofísicas nos respectivos pontos do processo. Com isso é possível realizar o balanço energético em cada zona a ser estudada.

- Zona sub-resfriada

O fluido de trabalho sai da bomba (ponto 6b) no estado de líquido resfriado e entra no evaporador, como mostra a Figura 5.3. O balanço energético nesta zona é apresentada nas Equações 5.1 a 5.4:

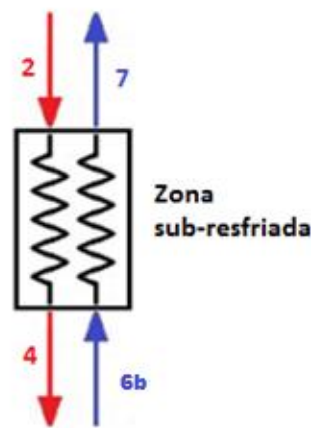


Figura 5.3 Esquema da zona sub-resfriada do evaporador.

$$\dot{Q}_{67} = \dot{m}(h_7 - h_{6b}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{24} = \dot{m}_o c_{p_{h1}} (T_2 - T_4) \quad (5.2)$$

$$c_{p_{h1}} = f(\overline{T}_{24}) \quad (5.3)$$

$$\overline{T}_{24} = \frac{T_2 + T_4}{2} \quad (5.4)$$

Onde, \dot{m} é a vazão mássica e o \dot{m}_o e $c_{p_{h1}}$ são a vazão mássica e o calor específico do óleo térmico, respectivamente.

- Zona Saturada

O fluido de trabalho ao sair da zona sub-resfriada se encontra no estado de líquido saturado, como mostra a Figura 5.4, lembrando que na região saturada ocorre a mudança de fase a pressão e temperatura constante.

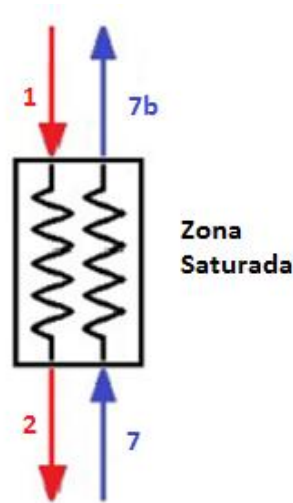


Figura 5.4 Esquema da zona saturada do evaporador

Tem-se então na zona saturada o balanço energético apresentado nas Equações 5.5 a 5.8.

$$\dot{Q}_{77b} = \dot{m}(h_{7b} - h_7) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_{77b} = \dot{m}_o c_{p_{h2}} (T_2 - T_1) \quad (5.6)$$

$$c_{p_{h2}} = f(\overline{T}_{21}) \quad (5.7)$$

$$\overline{T}_{21} = \frac{T_2 + T_1}{2} \quad (5.8)$$

- Zona superaquecida

O fluido de trabalho ao sair da zona saturada (ponto 7b) está no estado de vapor saturado, entrando então na zona superaquecida onde recebe calor a pressão constante até atingir o estado de vapor superaquecido na saída do evaporador (ponto 8), o fluido de trabalho é então expandido. A Figura 5.5 mostra o esquema da zona superaquecida.

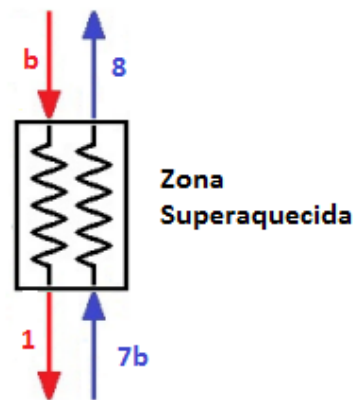


Figura 5.5 Esquema da zona superaquecida do evaporador

Tem-se na zona superaquecida o balanço energético apresentado nas Eqs 5.9 a 5.12.

$$\dot{Q}_{87b} = \dot{m}(h_8 - h_{7b}) \quad (5.9)$$

$$\dot{Q}_{87b} = \dot{m}_o c_{p_{h3}} (T_b - T_1) \quad (5.10)$$

$$c_{p_{h3}} = f(\overline{T}_{b1}) \quad (5.11)$$

$$\overline{T}_{b1} = \frac{T_b + T_1}{2} \quad (5.12)$$

5.1.2 Características geométricas do trocador de calor escolhido

Para o evaporador, assim como para os outros dois trocadores, foi escolhido um trocador de calor do tipo tubo aleta, onde o óleo térmico circulará pelo interior dos tubos (lado quente). O óleo térmico irá aquecer o lado frio, que corresponde ao lado do casco, por onde circulará o fluido orgânico. Os fluidos orgânicos escolhidos foram, segundo um estudo realizado por Gotelip (2015), os fluidos orgânicos que geram a maior potência na turbina ORC, sendo eles o tolueno, etilbenzeno, dimetilbenzeno e propilbenzeno.

A Figura 5.6 mostra uma configuração típica de trocador tubo aletado, utilizado no presente estudo.

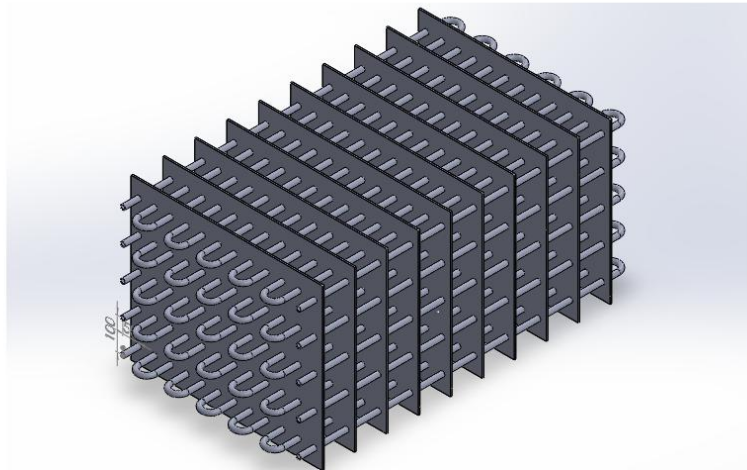


Figura 5.6 Esquema do modelo da matriz do trocador de calor tubo aletado (placa contínua) estudado.

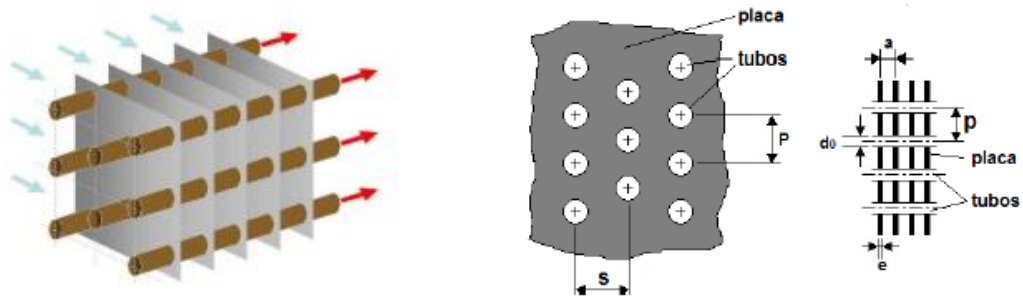


Figura 5.7 Matriz do trocador tubo aletado e suas dimensões
Adaptado de (HERREIRA, 2012)

Onde:

d_{0e} : diâmetro externo do tubo

d_{ie} : diâmetro interno do tubo

a : distância entre as placas

e : espessura da placa

p : distância entre os tubos da mesma coluna do arranjo

s : distância entre as colunas de tubos

D_{he} : diâmetro hidráulico

α : razão entre a área de transferência de calor e volume total

A_a/A_r : razão entre a área de transferência de calor e volume total

σ_e : razão entre a área mínima do escoamento livre e a área frontal

N_{pe} : número de passes no tubo

A razão entre as áreas de troca de calor do lado quente e frio (A_i/A_r) pode ser determinada calculando uma área de troca de calor associada a uma aleta individual e o seu segmento de tubo correspondente tanto para o lado quente (A_r^*) e para lado frio (A_i^*) (HERREIRA, 2012).

$$A_r^* = 2 \left(s \cdot p - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \pi d_0 (a - e) \quad (5.13)$$

$$A_i^* = \pi d_i a \quad (5.14)$$

Portanto, a razão A_i/A_r é equivalente a razão A_i^*/A_r^* , como mostra a Eq. 5.15.

$$\frac{A_i}{A_r} = \frac{\pi d_i a}{2 \left(s \cdot p - \frac{\pi d_0^2}{4} + \pi d_0 (a - e) \right)} \quad (5.15)$$

O volume total do trocador de calor (V) pode ser calculado através da área de troca de calor (A_r) dividida pelo parâmetro α , como mostra Eq. 5.16.

$$V_e = \frac{A_r}{\alpha} \quad (5.16)$$

Considerando que ocorre apenas um passo nos tubos e com volume já definido, é possível estabelecer a seguinte relação:

$$V = s \cdot p \cdot L_{b4} N_{te} \quad (5.17)$$

Onde:

L_{b4} : é o comprimento total de cada tubo;

N_{te} : número de tubos;

Deste modo com um volume definido é possível determinar o comprimento dos tubos, em relação ao número de tubos do mesmo, mas, em relação ao número dos mesmos, como se verifica na equação 5.18.

$$L_{b4} = \frac{A_r}{\alpha \cdot s \cdot p \cdot N_{te}} \quad (5.18)$$

Para o cálculo da área frontal através das placas, considera-se o trocador tubo aletado como um paralelepípedo de altura L_{b4} e frente retangular de lados A e B . Deste modo o volume do evaporador fica:

$$V = A \cdot B \cdot L_{b4} \quad (5.19)$$

A área frontal do trocador de calor, seria como mostra Eq. 5.20.

$$A_{fr} = B \cdot L_{b4} \quad (5.20)$$

Com a área frontal do fluxo através das placas é possível determinar a área de fluxo livre através das placas de acordo com equação 5.21.

$$A_{ff} = \sigma \cdot A_{fr} \quad (5.21)$$

➤ Cálculo da eficiência da Aleta

A placa contínua usada neste trocador de calor pode ser considerada como uma aleta anular retangular de dimensões s e p , associada ao tubo de diâmetro d_0 , como mostra a Figura 5.8.

A aleta anular retangular apresenta uma dificuldade no cálculo para este tipo de geometria. Uma solução para o cálculo da eficiência é considera-la uma aleta anular circular com superfície equivalente a aleta original Figura 5.8. Deste modo o diâmetro interno das duas aletas seria igual e a área seria a mesma (ARORA, 2010).

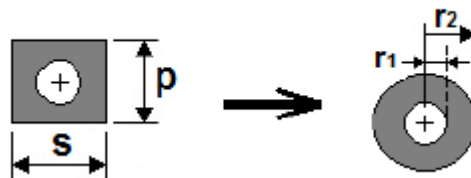


Figura 5.8 Relação entre a aleta quadrada e aleta redonda
Adaptado de (HERREIRA, 2012).

Se as áreas das duas aletas, são equivalentes e $d_0 = 2r_1$ é possível calcular r_2 , como mostra Eq. 5.22.

$$s \cdot p - \pi r_1^2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (5.22)$$

Onde:

r_1 : Raio interno da nova aleta equivalente

r_2 : Raio externo da nova aleta equivalente

Portanto:

$$r_2 = \sqrt{\frac{s \cdot p}{\pi}} \quad (5.23)$$

Com os valores de r_2 e r_1 , é possível calcular os outros parâmetros da aleta, como o perímetro (P), a área convectiva (A_c) e o comprimento corrigido (I_a) da aleta.

$$P = 2\pi r_2 \quad (5.24)$$

$$A_c = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (5.25)$$

$$I_a = r_2 - r_1 + \frac{e}{2} \quad (5.26)$$

Sabe-se que o evaporador está dividido em zonas a eficiência da aleta, deve ser calculada para cada uma dessas zonas.

Zona sub-resfriada

Cálculo do fator m para determinação da eficiência da aleta na zona sub-resfriada (m_1), Eq. 5.27.

$$m_1 = \sqrt{\frac{h_{c_{67b}} P}{k_f A_c}} \quad (5.27)$$

Onde:

$h_{c_{67b}}$: coeficiente de convecção

k_f : Condutividade térmica do material

O cálculo da eficiência da aleta como mostra Eq. 5.28.

$$\eta_{f,1} = \frac{\tanh(m \cdot I_a)}{m \cdot I_a} \quad (5.28)$$

5.29. Eficiência de troca de calor da superfície do lado quente na zona sub-resfriada, Eq.

$$\eta_{o,1} = 1 - \frac{A_a}{A_r} (1 - \eta_{f,1}) \quad (5.29)$$

Zona Saturada

Fator m para o cálculo da eficiência da aleta na zona saturada (m_2), Eq. 5.30.

$$m_2 = \sqrt{\frac{h_{c77b} P}{k_f A_c}} \quad (5.30)$$

Eficiência da aleta na zona saturada, Eq. 5.31.

$$\eta_{f,2} = \frac{\tanh(m_2 I_a)}{m_2 I_a} \quad (5.31)$$

Eficiência de troca de calor na superfície do lado quente na zona saturada, Eq. 5.32.

$$\eta_{o,2} = 1 - \frac{A_a}{A_r} (1 - \eta_{f,2}) \quad (5.32)$$

Zona Superaquecida

Fator m para o cálculo da eficiência da aleta na zona superaquecida (m_3), Eq. 5.33.

$$m_3 = \sqrt{\frac{h_{c7b8} P}{k_f A_c}} \quad (5.33)$$

Eficiência da aleta na zona superaquecida, Eq. 5.34.

$$\eta_{f,3} = \frac{\tanh(m_3 I_a)}{m_3 I_a} \quad (5.34)$$

5.35. Eficiência de troca de calor da superfície do lado quente na zona superaquecida, Eq.

$$\eta_{o,3} = 1 - \frac{A_a}{A_r} (1 - \eta_{f,3}) \quad (5.35)$$

5.1.3 Análise do Fluxo na Tubulação do Evaporador

As propriedades do óleo térmico foram calculadas utilizando a temperatura média, considerando a temperatura de entrada (T_b) e de saída (T_4) do óleo térmico no evaporador.

$$\overline{T}_{b4} = \frac{T_b + T_4}{2} \quad (5.36)$$

Assim as propriedades termofísicas do óleo térmico são:

$$\rho_h = f(\overline{T}_{b4}) \quad (5.37)$$

$$\mu_h = f(\overline{T}_{b4}) \quad (5.38)$$

$$c_{p_h} = f(\overline{T}_{b4}) \quad (5.39)$$

$$k_h = f(\overline{T}_{b4}) \quad (5.40)$$

A área transversal de escoamento dentro dos tubos é dada pela Eq. 5.41.

$$A_{te} = \pi \frac{d_i^2}{4} \quad (5.41)$$

A velocidade média com que o óleo térmico passa pela tubulação do evaporador depende da vazão mássica de cada tubo e do número de passes no tubo, dada pela Eq. 5.42.

$$V_h = \frac{\dot{m}_o N_p}{N_t \rho_h A_{tg}} \quad (5.42)$$

Onde:

\dot{m}_o : é a vazão mássica total

N_t : número total de tubos

ρ_h : massa específica

O número de Reynolds e o número de Prandtl para escoamento interno na tubulação para óleo térmico nas condições especificadas são dados pelas Eqs. 5.43 e 5.44, respectivamente.

$$Re_{dg} = \frac{4\dot{m}_o N_p}{N_t \cdot \pi \cdot d_i \cdot \mu_h} \quad (5.43)$$

$$Pr_h = \frac{c_{p_h} \mu_h}{k_h} \quad (5.44)$$

Após o cálculo do número de Reynolds e Prandlt é possível calcular o número de Nusselt.

$$Nu_{dg} = \begin{cases} 3,66 & \text{Laminar } Re < 2300 \\ 0,023Re_{dg}^{4/5} Pr_h^{0,4} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (5.45)$$

O fator de atrito do escoamento também é função do número de Reynolds dependendo do tipo do escoamento: laminar ou turbulento, de acordo com equação 5.46.

$$f_h = \begin{cases} \frac{64}{Re_{dg}} & \text{Laminar } Re < 2300 \\ [0,79 \cdot \ln(Re_{dg}) - 1,64]^{-2} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (5.46)$$

A queda de pressão do lado do tubo no Evaporador e dado pela Eq. 5.47.

$$\Delta P_{a-b} = \frac{f_h L_b \rho_h V_h^2}{2 \cdot d_i} \quad (5.47)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre o óleo térmico e a parede interior dos tubos do evaporador, e dado segundo a equação 5.48.

$$h_{ct} = \frac{Nu_{dg} k_h}{d_i} \quad (5.48)$$

5.1.4 Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona sub-resfriada

O cálculo das propriedades termofísicas médias do fluido orgânico são calculados com base na temperatura de entrada e de saída do fluido na zona sub-resfriada.

$$\overline{c_{p67}} = \frac{c_{p6} + c_{p7}}{2} \quad (5.49)$$

$$\overline{\rho_{67}} = \frac{\rho_6 + \rho_7}{2} \quad (5.50)$$

$$\overline{k_{67}} = \frac{k_6 + k_7}{2} \quad (5.51)$$

$$\overline{\mu}_{67} = \frac{\mu_6 + \mu_7}{2} \quad (5.52)$$

A velocidade mássica do fluxo (G_e) em função da vazão mássica (\dot{m}) e dos parâmetros geométricos σ e A_{fr} (KAKAÇ, 2002).

$$G_e = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (5.53)$$

Os números de Reynolds e Prandtl são calculados, de acordo com as Equações 5.54 e 5.55.

$$Re_{67} = \frac{D_e G_e}{\overline{\mu}_{67}} \quad (5.54)$$

$$Pr_{67} = \frac{\overline{c}_{p67} \cdot \overline{\mu}_{67}}{\overline{k}_{67}} \quad (5.55)$$

Outro parâmetro importante a ser calculado é o fator j de Colburn (j_H). Este fator é função do número de Reynolds e do tipo de trocador de calor compacto estudado. Para o trocador de calor tubo aletado (placa contínua). O fator é calculado, de acordo com equação 5.56.

$$j_{H67} = m \cdot Re_{D_h}^n \quad (5.56)$$

Os parâmetros m e n dependem da configuração do trocador de calor estudado, foram os dois tipos mais utilizados de trocadores de calor compactos sendo eles: 8.0 – 3/8 T e 7.75 – 5/8 T (KAYS & LONDON, 1984).

Herreria (2012), utilizando os gráficos estudados por Kays & London, deduziu as seguintes funções para os dois tipos de trocadores estudados como mostra a tabela 5.1.

Tabela 5.1 Fator de Colburn para os trocadores compactos tubo aletado estudados

Superfície	Fator de Colburn
8.0 – 3/8 T	$j_H = 10^{-0,788} Re^{-0,398}$
7.75 – 5/8 T	$j_H = 10^{-1,003} Re^{-0,232}$

Fonte: Adaptado de Herreria (2012)

Outro parâmetro adimensional a ser calculado é número de Stanton (S_t) que é calculado em função do fator de Colburn (j_H) e do número de Prandtl (Pr), como mostra equação 5.57.

$$S_{t_{67}} = \frac{j_{H_{67}}}{Pr_{67}^{\frac{2}{3}}} \quad (5.57)$$

O fator de atrito dos trocadores de calor compactos é função do número de Reynolds e varia em função da forma geométrica do trocador de calor compacto estudado. Para o trocador do tipo tubo aletado (placa continua), tem-se:

$$f = q \cdot Re_{D_h}^r \quad (5.58)$$

Onde q e r dependem da geometria do trocador de calor, para os trocadores de calor estudados, a Tabela 5.2 mostra o fator de atrito.

Tabela 5.2 Fator de atrito para trocadores de calor compactos de tubo aletado

Superfície	Fator de Atrito
8.0 – 3/8 T	$f = 10^{-0,908} Re^{-0,208}$
7.75 – 5/8 T	$f = 10^{-1,003} Re^{-0,232}$

Fonte: Adaptado de Herreria (2012)

A queda de pressão nas placas contínuas do evaporador na região sub-resfriada pode ser calculada em função de parâmetros como o volume específico (v) de entrada e de saída do fluido, como mostra equação 5.60.

$$\Delta P_{67} = \frac{G_e^2 v_{ent}}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{sai}}{v_{ent}} - 1 \right) + f_{67} \frac{\alpha \cdot V}{\sigma \cdot A_{fr}} \frac{v_{ent} + v_{sai}}{2 \cdot v_{ent}} \right] \quad (5.59)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que passa através das placas e a superfícies de troca de calor do lado quente é mostrado na Eq. 5.60.

$$h_{c_{67}} = St_{67} \cdot G_e \cdot \overline{c_{p_{67}}} \quad (5.60)$$

5.1.5 Área de troca de calor na zona sub-resfriada do evaporador

Para determinar a área de troca de calor na zona sub-resfriada do evaporador, adotou-se o método das Diferenças de Temperatura Média Logarítmica (DTML). Primeiro é necessário determinar o coeficiente global de transferência de calor (U). A área de troca de calor não é igual no lado quente e frio. Para realização dos cálculos foi utilizado o coeficiente para o lado quente (fora dos tubos).

Considera a eficiência da superfície quente (η_p), os coeficientes de convecção ($h_{c_{67}}$ e h_{c_t}) e a relação das superfícies fria e quente (A_i/A_r) mostrado na Eq. 5.15.

O coeficiente de transferência de calor global pode ser representado da seguinte forma, como mostra Eq. 5.62.

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{0,1} h_{c_{67}}} + \frac{1}{h_{c_t} \left(\frac{A_i}{A_r}\right)}} \quad (5.61)$$

É utilizado o método DTML, para o cálculo do ΔT_{mlt} , o fluido orgânico e o óleo térmico circulam em contrafluxo dentro do trocador de calor. A diferença média logarítmica é calculada de acordo com Figura 5.2, item 5.1., através da equação 5.62.

$$\Delta T_a = T_2 - T_7 \quad (5.62a)$$

$$\Delta T_b = T_4 - T_{6b} \quad (5.62b)$$

$$\Delta T_{mlt1} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (5.62)$$

Portanto é possível se calcular a área de troca de calor para zona sub-resfriada, Eq. 5.63.

$$A_1 = \frac{\dot{Q}_{76b}}{U_1 \cdot \Delta T_{mlt}} \quad (5.63)$$

5.1.6 Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona saturada

A zona de saturação é uma região de mudança de fase onde líquido e vapor se misturam. Um cuidado especial deve ser tomado nessa região com relação às propriedades termofísicas, pois, as propriedades para o estado de líquido saturado e vapor saturado possuem valores bem distintos. Utilizar a média aritmética entre as propriedades de entrada e de saída não é o mais correto. Uma vez que o processo ocorre na região saturada o título é importante nessa região, e as propriedades devem ser obtidas em função do título (HERREIRA, 2012). Por exemplo, o cálculo da viscosidade é realizado a partir da Eq. 5.64.

$$\bar{\mu} = x \cdot \mu_v + (1 - x)\mu_l \quad (5.64)$$

Onde os subscritos v e l se referem aos estados de vapor saturado e líquido saturado, respectivamente.

Como não é possível saber o título exato em cada ponto do trocador de calor, é necessária integração das propriedades termodinâmicas para obterem-se valores mais próximos aos valores reais. Um exemplo do que deve ser feito é dado através do cálculo da viscosidade média, é necessário à integração da equação da viscosidade em função do título e dividir essa integral pelo intervalo do título (0-1) como mostrado na equação 5.65.

$$\overline{\mu_{77b}} = \frac{\int_0^1 [x \cdot \mu_{7b} + (1 - x)\mu_7] dx}{\Delta x} = \frac{\left[\frac{x^2}{2} (\mu_{7b} - \mu_7) \right]_0^1}{1 - 0} \quad (5.65)$$

Obtêm-se:

$$\overline{\mu_{77b}} = \frac{\mu_{7b} + \mu_7}{2} \quad (5.66)$$

A massa específica média é calculada através do volume total, que é a soma dos volumes na fase líquida e gasosa:

$$\overline{V}_T = \overline{V}_L + \overline{V}_V \quad (5.67)$$

Uma vez que o volume é igual ao produto da massa pelo volume específico, tem-se a Equação 5.68.

$$m_T \bar{v} = m_L v_L + m_V v_V \quad (5.68)$$

Sabe-se que:

$$m_L = m_T - m_V \quad (5.69)$$

Substituindo 5.68 na equação 5.69 obtém-se a equação 5.70.

$$m_T \bar{v} = (m_T - m_V) v_L + m_V v_V \quad (5.70)$$

A massa específica é o inverso do volume específico e dividindo toda equação 5.71 pela massa total, tem-se:

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = (1 - x) \frac{1}{\rho_L} + x \frac{1}{\rho_V} \quad (5.71)$$

Rearranjando a equação 5.71 a massa específica em função do título é dado pela seguinte equação 5.72.

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_V \rho_L}{(1 - x) \rho_V + x \rho_L} \quad (5.72)$$

É necessário para o cálculo da massa específica média, a integração da massa específica em função do título e dividir pelo intervalo do título (0-1), como mostra equação 5.73.

$$\overline{\rho_{77b}} = \frac{\int_0^1 \left[\frac{\rho_{7b} \rho_7}{(1 - x) \rho_{7b} + x \rho_7} \right] dx}{\Delta x} = \frac{\int_0^1 \left[\frac{\rho_{7b} \rho_7}{(1 - x) \rho_{7b} + x \rho_7} \right] dx}{1 - 0} \quad (5.73)$$

Assim, tem-se:

$$\overline{\rho_{77b}} = \frac{\rho_{7b} \rho_7 \ln(\rho_7)}{\rho_7 - \rho_{7b}} - \frac{\rho_7 \rho_{7b} \ln(\rho_{7b})}{\rho_7 - \rho_{7b}} \quad (5.74)$$

O cálculo da condutividade térmica pode ser realizado por analogia como o da viscosidade, o cálculo da condutividade térmica média do fluido saturado e dado pela Eq. 5.75.

$$\overline{k_{77b}} = \frac{k_{7b} + k_7}{2} \quad (5.75)$$

O cálculo do número de Prandtl médio pode seguir também a mesma analogia, obtém-se:

$$Pr_7 = \frac{c_{p7}\mu_7}{k_7} \quad (5.76)$$

$$Pr_{7b} = \frac{c_{p7b}\mu_{7b}}{k_{7b}} \quad (5.77)$$

$$\overline{Pr_{77b}} = \frac{Pr_7 + Pr_{7b}}{2} \quad (5.78)$$

O cálculo do número de Reynolds para escoamento no lado do casco do evaporador na zona saturada é dado pela equação 5.79.

$$Re_{77b} = \frac{D_e G_e}{\mu_{77b}} \quad (5.79)$$

O fator de j de Colburn (j_H) é calculado em função do número de Reynolds e do tipo de trocador compacto estudado como explicado no item 5.1.4.

$$j_{H77b} = x \cdot Re_{D_h}^y \quad (5.80)$$

Onde x e y são parâmetros que dependem da configuração do trocador compacto estudado. O fator de Colburn não muda sendo calculado do mesmo modo mostrado na Tabela 5.1 item 5.1.4.

Do mesmo modo, o fator de atrito do trocador de calor compacto é função do número de Reynolds; ele varia em função do tipo de trocador a ser estudado, para tipo tubo aletado (placas contínuas), tem-se Eq. 5.81.

$$f_{77b} = m \cdot Re_{D_h}^n \quad (5.81)$$

Onde m e n dependem do tipo de trocador compacto estudado, o fator de atrito não muda e continua sendo calculado como mostrado na Tabela 5.2 do item 5.1.4.

Cálculo do número de Stanton:

$$St_{77b} = \frac{j_{H77b}}{Pr_{77b}^{\frac{2}{3}}} \quad (5.82)$$

A queda de pressão entre as placas do evaporador na região saturada, equação 5.83.

$$\Delta P_{77b} = \frac{G_e^2 v_{ent,7}}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{sai,7b}}{v_{ent,7}} \right) + f_{77b} \frac{\alpha \cdot V}{\sigma \cdot A_{fr}} \frac{v_{sai,7b} + v_{ent,7}}{2 \cdot v_{sai,7b}} \right] \quad (5.83)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que passa através das placas e a superfície de troca de calor na zona saturada, Eq. 5.84.

$$h_{c77b} = St_{77b} G_e \cdot \overline{c_{p77b}} \quad (5.84)$$

5.1.7 Área de troca de calor na zona saturada do evaporador

A mesma analogia utilizada no item 5.1.5 será adotada para cálculo da área de troca do trocador na zona saturada.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser representado da seguinte forma, como mostra Eq. 5.85.

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{0,2} h_{c77b}} + \frac{1}{h_{ct} \left(\frac{A_i}{A_r} \right)}} \quad (5.85)$$

O método DTML será utilizado para o cálculo do ΔT_{mlt} , o fluido orgânico e o óleo térmico circulam em contrafluxo dentro do trocador de calor. A diferença média logarítmica é calculada, com base na Figura 5.4, item 5.1.1, através da Eq. 5.86.

$$\Delta T_c = T_1 - T_{7b} \quad (5.86a)$$

$$\Delta T_d = T_2 - T_7 \quad (5.86b)$$

$$\Delta T_{mlt2} = \frac{\Delta T_c - \Delta T_d}{\ln \left(\frac{\Delta T_c}{\Delta T_d} \right)} \quad (5.86)$$

Deste modo possível se calcular a área de troca de calor para zona sub-resfriada, Eq. 5.87.

$$A_2 = \frac{\dot{Q}_{77b}}{U_2 \cdot \Delta T_{mlt_2}} \quad (5.87)$$

5.1.8 Análise do escoamento interno nas placas do evaporador da zona superaquecida

Na zona superaquecida, como não ocorre mudança de fase, pode-se adotar o mesmo procedimento do item 5.1.4 para análise do fluxo e obtenção das propriedades termodinâmicas médias do fluido orgânico superaquecido.

$$\overline{c_{p_{7b8}}} = \frac{c_{p_{7b}} + c_{p_8}}{2} \quad (5.88)$$

$$\overline{\rho_{7b8}} = \frac{\rho_{7b} + \rho_8}{2} \quad (5.89)$$

$$\overline{k_{7b8}} = \frac{k_{7b} + k_8}{2} \quad (5.90)$$

$$\overline{\mu_{7b8}} = \frac{\mu_{7b} + \mu_8}{2} \quad (5.91)$$

O Reynolds para zona superaquecida, é calculado de acordo com Eq. 5.92.

$$Re_{7b8} = \frac{D_e G_s}{\overline{\mu_{7b8}}} \quad (5.92)$$

Da mesma forma o número de Prandtl para as condições específicas do fluido é calculado através da Eq. 5.93.

$$Pr_{7b8} = \frac{\overline{c_{p_{7b8}}} \cdot \overline{\mu_{7b8}}}{\overline{k_{7b8}}} \quad (5.93)$$

O fator de j de Colburn (j_H) é calculado em função do número de Reynolds e do tipo de trocador compacto estudado como explicado no item 5.1.4.

$$j_{H_{7b8}} = x \cdot Re_{D_h}^y \quad (5.94)$$

Onde x e y são parâmetros que dependem da configuração do trocador compacto estudado, o fator de Colburn não muda sendo calculado do mesmo modo mostrado na Tabela 5.1 item 5.1.4.

Do mesmo modo o fator de atrito do trocador de calor compacto é função do número de Reynolds; ele varia em função do tipo de trocador a ser estudado, para o trocador de calor do tipo tubo aletado (placas contínuas), tem-se Eq. 5.95.

$$f_{7b8} = m \cdot Re_{D_h}^n \quad (5.95)$$

Onde m e n dependem do tipo de trocador compacto estudado, o fator de atrito não muda e continua sendo calculado como mostrado na Tabela 5.2 do item 5.1.4.

O número de Stanton é calculado de acordo com Eq. 5.96.

$$St_{7b8} = \frac{j_{H_{7b8}}}{Pr_{7b8}^{\frac{2}{3}}} \quad (5.96)$$

A queda de pressão entre as placas do evaporador na região saturada, equação 5.97.

$$\Delta P_{7b8} = \frac{G_e^2 v_{ent,7b}}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{sai,8}}{v_{ent,7b}} \right) + f_{7b8} \frac{\alpha \cdot V}{\sigma \cdot A_{fr}} \frac{v_{sai,8} + v_{ent,7b}}{2 \cdot v_{sai,8}} \right] \quad (5.97)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que passa através das placas e a superfície de troca de calor na zona saturada, Eq. 5.98.

$$h_{c_{7b8}} = St_{7b8} G_e \cdot \overline{c_{p_{7b8}}} \quad (5.98)$$

5.1.9 Área de troca de calor da zona superaquecida do evaporador

Os mesmos procedimentos dos itens 5.1.5 e 5.1.7 podem ser aplicados para determinação da área na zona superaquecida.

O coeficiente global de transferência de calor é dado pela equação 5.99:

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{0,3} h_{c_{7b8}}} + \frac{1}{h_{ct} \left(\frac{A_i}{A_r} \right)}} \quad (5.99)$$

A diferença média logarítmica DTML dos pontos de entrada e saída da zona superaquecida do evaporador considerando fluxo em contracorrente.

$$\Delta T_c = T_b - T_8 \quad (5.100a)$$

$$\Delta T_d = T_1 - T_{7b} \quad (5.100b)$$

$$\Delta T_{mlt3} = \frac{\Delta T_5 - \Delta T_6}{\ln\left(\frac{\Delta T_5}{\Delta T_6}\right)} \quad (5.100)$$

Deste modo é possível se calcular a área de troca de calor para zona sub-resfriada, Eq. 5.101.

$$A_3 = \frac{\dot{Q}_{7b8}}{U_3 \cdot \Delta T_{mlt3}} \quad (5.101)$$

5.2 Trocador intermediário

O trocador de calor utilizado como trocador intermediário deve que ter uma grande área de troca, pois o lado quente deste equipamento irá receber um fluido gasoso. Os fluidos gasosos possuem baixo coeficiente de transferência de calor por convecção, e seria necessário longas tubulações para caso da utilização de um trocador de calor casco e tubo convencional. Por este motivo, a utilização de trocadores de calor compactos, se destaca, pois estes trocadores de calor possuem grandes áreas de troca de calor em volumes menores.

Pelo trocador intermediário irá circular os gases de escape da turbina (fluido quente) circulará pelo lado das placas e óleo térmico (fluido frio) circulando do lado dos tubos. Uma vez que não ocorre mudança de fase de nenhum dos fluidos não há necessidade da utilização do método de multizonas como foi utilizada no evaporador.

Os cálculos matemáticos detalhado do trocador intermediário se encontram no Apêndice A.

5.2.1 Balanço térmico do trocador intermediário

O trocador intermediário tem por objetivo recuperar o calor residual dos gases de exaustão da turbina, a Figura 5.11 mostra o esquema do recuperador utilizado.

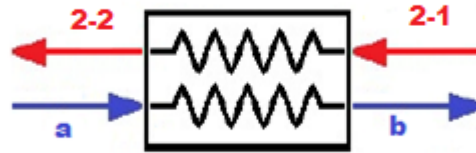


Figura 5.9 Esquema do recuperador

Para o lado frio onde circula óleo térmico, tem-se Eqs 5.102 a 5.104.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_o c_{p_{ab}} (T_b - T_a) \quad (5.102)$$

$$c_{p_{ab}} = f(\overline{T_{ab}}) \quad (5.103)$$

$$\overline{T_{ab}} = \frac{T_a + T_b}{2} \quad (5.104)$$

No lado quente, onde os gases de exaustão passam pelas aletas contínuas, tem-se, Eqs 5.105 a 5.107.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_g c_{p_g} (T_{2a} - T_{2b}) \quad (5.105)$$

$$c_{p_g} = f(\overline{T_{2a,2b}}) \quad (5.106)$$

$$\overline{T_{2a,2b}} = \frac{T_{2a} + T_{2b}}{2} \quad (5.107)$$

Conforme apresentado anteriormente, o mesmo modelo matemático é utilizado para os quatro tipos de trocadores de calor estudados mudando apenas as propriedades termodinâmicas de cada fluido.

As propriedades médias do óleo térmico e dos gases de exaustão foram calculadas a partir das propriedades já conhecidas de entrada e de saída do trocador intermediário, como mostra Tabela 5.3.

Tabela 5.3 Modelo de Cálculo das propriedades média dos fluidos

Cálculo das propriedades médias	
Óleo Térmico	Gases de Exaustão
$\overline{k_{ab}} = \frac{k_a + k_b}{2}$	$\overline{k_{2a,2b}} = \frac{k_{2a} + k_{2b}}{2}$
$\overline{\mu_{ab}} = \frac{\mu_a + \mu_b}{2}$	$\overline{\mu_{2a,2b}} = \frac{\mu_{2a} + \mu_{2b}}{2}$
$\overline{c_{p_{ab}}} = \frac{c_{p_a} + c_{p_b}}{2}$	$\overline{c_{p_{2a,2b}}} = \frac{c_{p_{2a}} + c_{p_{2b}}}{2}$
$\overline{\rho_{a2}} = \frac{\rho_a + \rho_b}{2}$	$\overline{\rho_{2a,2b}} = \frac{\rho_{2a} + \rho_{2b}}{2}$

5.3 Recuperador

O recuperador é um trocador colocado na saída da turbina, com intuito de utilizar o calor residual após a expansão, tendo em vista que a maioria dos fluidos orgânicos se encontra no estado de vapor superaquecido na saída da turbina. Este calor residual é utilizado para pré-aquecer o fluido de trabalho antes de sua entrada no evaporador, o que possibilita a diminuição da área requerida pelo mesmo. A Figura 5.12 mostra de maneira esquemática o funcionamento do recuperador.

5.3.1 Balanço térmico do recuperador

O calor trocado no recuperador é igual ao produto da vazão mássica do fluido de trabalho pela diferença de entalpias dos estados na entrada e na saída do recuperador, tanto no lado onde circula o fluido frio (processo 6-6b), como no lado circula o fluido quente (processo 9-5b).

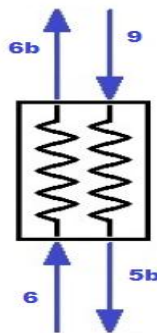


Figura 5.10 Esquema do recuperador

Para o fluido a ser pré-aquecido (lado frio) o fluxo de calor é dado pela Eq. 5.108.

$$\dot{Q}_{66b} = \dot{m}(h_{6b} - h_6) \quad (5.108)$$

O fluido superaquecido (lado quente) o fluxo de calor é dado pela Eq. (5.109).

$$\dot{Q}_{95b} = \dot{m}(h_9 - h_{5b}) \quad (5.109)$$

As propriedades médias do fluido orgânico tanto para lado quente quanto para lado frio foram calculados a partir das propriedades já conhecidas de entrada e de saída do recuperador, como mostra Tabela 5.4.

Tabela 5.4 Modelo de Cálculo das propriedades média dos fluidos do recuperador

Cálculo das propriedades médias	
Lado quente (placas)	Lado frio (tubos)
$\overline{k_{95b}} = \frac{k_9 + k_{5b}}{2}$	$\overline{k_{66b}} = \frac{k_6 + k_{6b}}{2}$
$\overline{\mu_{95b}} = \frac{\mu_9 + \mu_{5b}}{2}$	$\overline{\mu_{66b}} = \frac{\mu_6 + \mu_{6b}}{2}$
$\overline{c_{p_{95b}}} = \frac{c_{p_9} + c_{p_{5b}}}{2}$	$\overline{c_{p_{66b}}} = \frac{c_{p_6} + c_{p_{6b}}}{2}$
$\overline{\rho_{95b}} = \frac{\rho_9 + \rho_{5b}}{2}$	$\overline{\rho_{66b}} = \frac{\rho_6 + \rho_{6b}}{2}$

O detalhamento do Cálculo para recuperador se encontra no Apêndice C.

5.4 Condensador

O condensador será resfriado a água que escoará dentro dos tubos do trocador fluido frio e no lado quente escoará o fluido orgânico. Na saída do condensador será considerado que fluido orgânico encontra-se no estado de líquido saturado (ponto 5).

5.4.1 Balanço térmico do condensador

Estabelecidos os arranjos dos fluxos e a alocação dos fluidos no condensador, é possível realizar balanço térmico do condensador. A Figura 5.13 mostra o esquema do condensador.

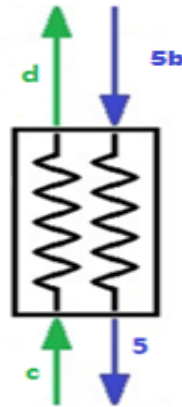


Figura 5.11 Esquema do condensador

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

$$\dot{Q}_{95} = \dot{m}_h (h_{5b} - h_5) \quad (5.110)$$

$$\dot{Q}_{95} = \dot{m}_a c_{p_a} (T_d - T_c) \quad (5.111)$$

Onde \dot{m}_a e c_{p_a} a vazão mássica de água e calor específico a pressão constante da água, respectivamente.

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

$$\rho_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (5.112)$$

$$\mu_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (5.113)$$

$$c_{p_c} = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (5.114)$$

$$k_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (5.115)$$

5.4.2 Análise do escoamento interno pelas placas do condensador

Ao entrar no condensador o fluido orgânico que sai da turbina está no estado de vapor saturado, e ao sair do condensador encontra-se no estado de líquido saturado, ou seja, dentro do condensador ocorre uma mudança de fase o fluido passa de gasoso para líquido. As

propriedades termodinâmicas desses dois estágios podem ser bem distintas e uma simples média aritmética com as propriedades de entrada e de saída nem sempre é correto e requer uma justificativa adequada (HERREIRA, 2012).

Um modo correto é assumir a saturação em função do título uma vez que com a mudança de estado o título varia de zero a um, como exemplo utilizou-se a viscosidade em função do título, equação 5.116.

$$\bar{\mu} = x \cdot \mu_v + (1 - x)\mu_L \quad (5.116)$$

Onde os subscritos v e L correspondem as propriedades de vapor saturado e líquido saturado respectivamente.

Deste modo, para cálculo da viscosidade cinemática média seria necessário a integração da equação da viscosidade em função do título e dividi-la pelo intervalo do título (0-1), equação 5.117.

$$\overline{\mu_{\theta 5}} = \frac{\int_0^1 [x \cdot \mu_{5b} + (1 - x)\mu_5] dx}{\Delta x} = \frac{\left[\frac{x^2}{2} (\mu_{5b} - \mu_5) + (x)\mu_5 \right]_0^1}{1 - 0} \quad (5.117)$$

Substituindo dos valores de x, tem-se:

$$\overline{\mu_{5b5}} = \frac{\mu_{5b} + \mu_5}{2} \quad (5.118)$$

A mesma analogia pode ser feita para o cálculo da condutividade térmica:

$$\overline{k_{5b5}} = \frac{k_{5b} + k_5}{2} \quad (5.119)$$

O número de Prandtl médio é obtido através dos números de Prandtl das fases líquida (ponto 5) e gasosa (ponto 5b), Eq. 5.120.

$$Pr_5 = \frac{c_{p5} \cdot \mu_5}{k_5} \quad (5.120a)$$

$$Pr_{5b} = \frac{c_{p5b} \cdot \mu_{5b}}{k_{5b}} \quad (5.120b)$$

$$\overline{Pr_{5b5}} = \frac{Pr_{5b} + Pr_5}{2} \quad (5.120)$$

Obtidas as propriedades médias dos fluidos e sendo o modelo matemático para dimensionamento o mesmo para todos os trocadores estudados, o detalhamento de cálculo encontra-se no Apêndice B.

6. ANÁLISE DE RESULTADOS

Para a análise termodinâmica do ciclo Rankine Orgânico foi utilizado o *software* ASPEN-HYSYS® v.8.6, que possui na sua base de dados as propriedades de diversos fluidos orgânicos, tornando-o extremamente útil aos cálculos envolvidos.

Os modelos para os trocadores de calor foram escolhidos com base na literatura *Kays & London* (1964), sendo os modelos mais conhecidos os denominados 8.0 – 3/8 T e o 7.75 – 5/8 T. Suas principais características são apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Características dos tipos de trocadores de calor de tubos e placas estudados

Denominação	8.0 -3/8 T	7.75 -5/8 T	Unidades
Diâmetro externo do tubo	0,0102108	0,0171704	m
Diâmetro interno do tubo	0,009525	0,015875	m
Distância entre placas	0,003175	0,0032766	m
Espessura da placa	0,0003302	0,0004064	m
Distância entre tubos da mesma coluna	0,0254	0,0381	m
Distância entre colunas de tubos	0,0219964	0,04445	m
Diâmetro hidráulico do fluxo externo	0,0036322	0,0034798	m
Razão entre a área de transferência de calor e volume total	587,0	554,0	m ² /m ³
Razão entre a área das aletas e área total de troca de calor	0,913	0,950	-
Razão entre a área de fluxo livre e a área de fluxo frontal	0,534	0,481	-

Fonte: Adaptado de *Kays & London* (1964)

Os fluidos de trabalho utilizados na simulação, que serão analisados no presente capítulo, são: (i) Tolueno; (ii) Etilbenzeno; (iii) Dimetilbenzeno; e (iv) Propilbenzo.

A escolha desses fluidos levou em consideração o estudo realizado por Gotelip (2015), os quais foram os fluidos que apresentaram as maiores potências mecânicas geradas na turbina a gás com uma menor área de troca de calor. Dentre eles o tolueno é o fluido que produz a maior potência (6572,1 kW), razão pela qual foram simulados outros parâmetros, além do parâmetro de máxima potência, visando analisar a influência da variação de temperatura e do *pinch point* no dimensionamento dos trocadores de calor.

Na Tabela 6.2 são apresentados os dados de entrada utilizados na simulação no ASPEN-HYSYS® v.8.6, dispostos em ordem decrescente de potência gerada.

Tabela 6.2 Dados de entrada para simulação

Simulação	Fluido de Trabalho	Pinch Point (PP)	Sup.	T_8 [K] a	T_1 [k] ^a	T_{6b} [K] ^a	W_t [kW]
1	Tolueno	65,43	1	575,37	641,8	408,35	6572,1
2	Tolueno	81,00	0	572,00	653,0	401,00	6556,1
3	Tolueno	75,53	1	575,37	651,9	402,00	6440,0
4	Tolueno	73,30	1	577,6	651,9	402,00	6357,8
5	Tolueno	78,63	0	574,37	653,0	400,00	6002,4
6	Tolueno	78,73	0	574,37	653,1	372,07	5866,8
7	Tolueno	53,67	5	588,03	646,7	396,48	5719,4
8	Tolueno	83,35	0	569,75	653,1	357,56	544,4
9	Tolueno	48,12	8	588,93	645,0	379,41	5183,6
10	Etilbenzeno	44,70	0	608,45	653,1	394,07	5186,4
11	Dimetilbenzeno	45,41	0	607,69	653,1	390,88	5091,0
12	Propilbenzeno	64,88	0	588,22	653,1	390,91	2676,2

^a com referencia a Figura 5.1, Capítulo 5, Página 53.

6.1 Trocador de calor Intermediário

Observando a Figura 5.1, o trocador intermediário incluído no ciclo Rankine, tem como função realizar a integração entre os gases de exaustão da turbina, trabalhando no lado frio com óleo térmico e no lado quente com gases de exaustão da turbina.

O uso do trocador intermediário para integração entre os gases de exaustão da turbina e o ciclo ORC. Deve ao fato de que fluidos orgânicos podem se deteriorar caso fiquem

expostos a altas temperaturas, por isso um fluido térmico é utilizado para absorver o calor liberado pelos gases da turbina e transferi-lo para fluido orgânico, através de um trocador de calor.

A temperatura de saída de óleo (T_b) e o número de tubos do recuperador (N_{tr}) determinam as dimensões do trocador intermediário. Essas variáveis influenciam na determinação da área de transferência de calor, do comprimento dos tubos e do volume do recuperador.

As temperaturas dos gases de exaustão da turbina foram obtidas da dissertação Gotelip (2015), enquanto os dados referentes ao óleo térmico basearam-se na temperatura necessária à obtenção de um trocador de calor com eficiência hipotética de 95%.

Com base nos dados de entrada da Tabela 6.3 e auxílio de planilhas de Excel alimentadas com as fórmulas apresentadas no Capítulo 5 e nos Apêndices A, B e C, foi possível calcular, para dois tipos de superfícies de troca de calor (7.75 - 5/8 T e 8.0 - 3/8 T) mencionados na Tabela 6.1, os seguintes parâmetros: (i) volume; (ii) área de transferência de calor; e (iii) perda de carga. A análise realizada teve como objetivo determinar a superfície que melhor se adéqua à relação área/potência.

Tabela 6.3 Temperaturas de entrada e de saída no trocador intermediário

	Gases de Exaustão		Óleo Térmico	
Entrada	T_{2a} (°C)	394,76	T_a (°C)	86
Saída	T_{2b} (°C)	100	T_b (°C)	380

Foram utilizados seis passes nos tubos com intuito de aumentar a velocidade e a transferência de calor e, conseqüentemente, diminuindo o volume do trocador de calor. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 Resultados obtidos para superfícies 8.0 - 3/8 T e 7.75 - 5/8 T

Superfície	Volume [m ³]	L_total [m]	ΔP_{tubos} [N/m ²]	ΔP_{placas} [N/m ²]	N_t
8.0 - 3/8 T	33,51	30	114897,6	51986,9	2000
7.75 - 5/8 T	104,51	30,9	10639,53	59639,1	2000

Verifica-se que o volume, a área de transferência de calor e a perda de carga do lado das placas são menores utilizando o trocador do tipo 8.0 – 3/8 T, enquanto a perda de carga do lado dos tubos e o número de tubos é menor no trocador do tipo 7.75 – 5/8 T.

De forma que o tamanho e peso do trocador de calor são fatores determinantes em uma FPSO, optou-se pela utilização do trocador do tipo 8.0 – 3/8 T para dimensionamento do trocador intermediário.

Ainda que, adotando a superfície com menor volume, superfície 8.0 – 3/8 T o volume permanece com elevadas dimensões para sua aplicação ($V = 33,51 \text{ m}^3$), deste modo, buscando a diminuição do trocador intermediário, foram realizadas outras simulações para determinar a menor temperatura de saída do óleo possível, permitindo que a máxima potência fornecida pela turbina continue a mesma. Através das simulações realizadas por meio do programa ASPEN-HYSYS® v.8.6, foi possível verificar que a mínima temperatura de saída do óleo, possível de ser atingida sem alteração do funcionamento do ciclo ORC, é $T_b = 360 \text{ }^\circ\text{C}$.

Visando testar os efeitos da variação da temperatura nos parâmetros estudados (Volume, área de transferência de calor e perda de carga), optou-se por simular três faixas de temperatura variando entre mínima e a máxima considerando uma eficiência de 95%. Os resultados das simulações foram os indicados na Tabela 6.5 e Figura 6.1:

Tabela 6.5 Variação dos parâmetros baseados na variação de temperatura

Volume [m ³]	L_total [m]	ΔP_{tubos} [N/m ²]	ΔP_{placas} [N/m ²]	N_t	T_b [°C]
33,51	30,0	114897,6	51986,91	2000	380
22,90	22,8	111731,6	54198,8	1800	370
18,09	21,0	94323,3	55765,3	1800	360

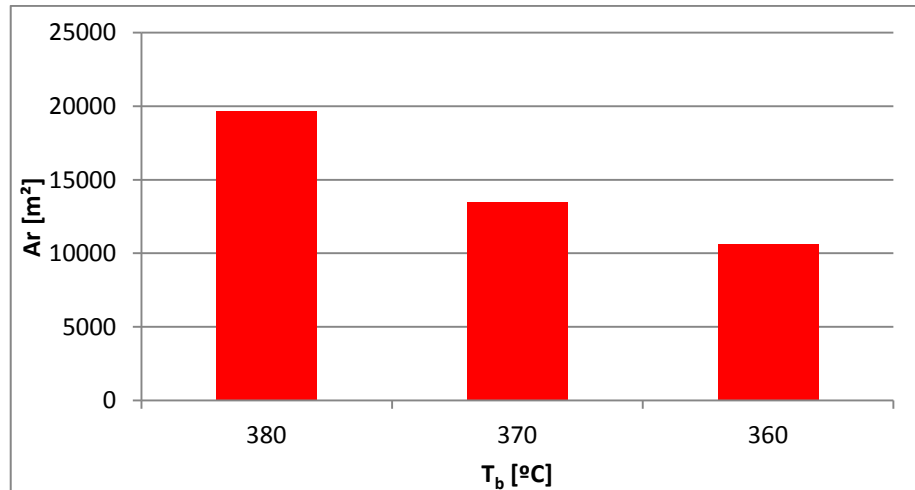


Figura 6.1 Área x Temperatura

Nota-se da Figura 6.1 que a diminuição da temperatura de saída do óleo permite a diminuição da área de transferência de calor, possibilitando, portanto, a obtenção de um trocador de calor com menores dimensões.

6.2 Análise do ciclo Rankine Orgânico

Neste item será apresentado cada trocador de calor utilizado no ciclo ORC, de forma separada. Analisando o efeito da variação de temperatura no dimensionamento desses trocadores de calor. A Figura 6.2 apresenta um esquema do ciclo ORC, estudado.

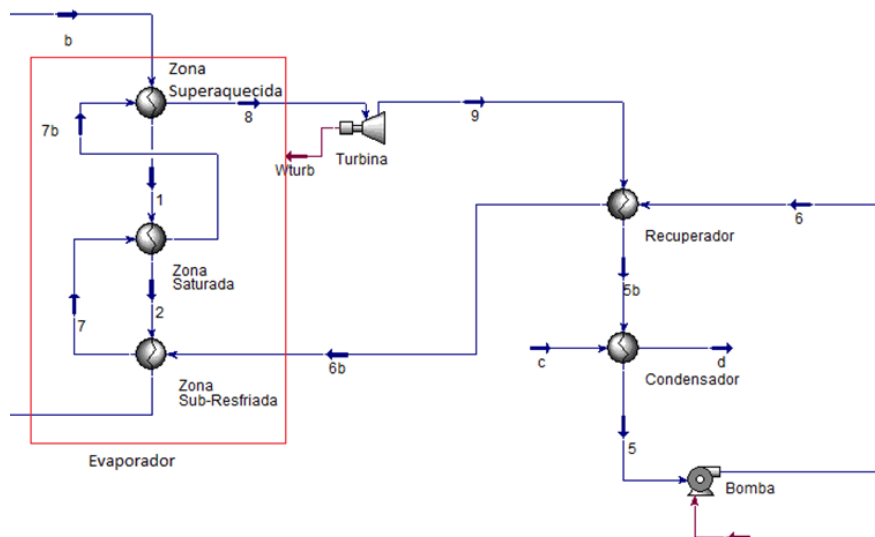


Figura 6.2 Esquema do ciclo ORC estudado

6.2.1 Evaporador

Observando a Figura 6.2, o evaporador trabalhará no lado frio com o fluido orgânico e no lado quente com um óleo térmico, o óleo térmico utilizado foi o 1-Eicosene. A troca de calor acontece entre o fluido orgânico e o óleo térmico que transfere para o ciclo termodinâmico o calor obtido através dos gases de exaustão da turbina em forma de energia de entrada. O óleo térmico permanecerá no estado líquido e o fluido orgânico passará do estado líquido a vapor superaquecido atravessando a fase de saturação.

Como dito anteriormente, nove parâmetros distintos foram testados para tolueno, pois este é fluido orgânico que permitiu a obtenção dos melhores resultados da razão potência x área. Considerando diferentes valores de *pinch point* (PP) e superaquecimento, é possível determinar o volume do evaporador para os dados de entrada, conforme demonstrado na Tabela 6.2.

O *pinch point* tem grande influência no fluxo de calor absorvido pelo sistema ORC, pois um menor *pinch point* no evaporador proporciona maior quantidade de energia absorvida pelo fluido de trabalho. Do mesmo modo proporcionará uma maior vazão do fluido de trabalho, permitindo, por consequência, maior geração de potência na turbina.

Entretanto, mesmo com as vantagens mencionadas, um *pinch point* menor acarretará o aumento da área necessária para instalação dos equipamentos e maior volume de ocupação do evaporador.

A Tabela 6.6 mostra a variação esta variação de volume em razão da variação da temperatura da fonte de calor. Observa-se que a variação da temperatura da fonte quente afeta no dimensionamento do evaporador, quanto menor a temperatura da fonte quente (T_b) maior será o volume do evaporador.

Porém esta temperatura influencia no dimensionamento do trocador intermediário, como foi visto no item 6.1, pois, quanto menor a temperatura T_b menor será o trocador intermediário, por outro lado ocorre um aumento nas dimensões do evaporador.

Tabela 6.6 Influência da variação de temperatura da fonte quente no dimensionamento do evaporador

Simulação	Fluido de Trabalho	Volume [m ³] (T _b = 380 °C)	Volume [m ³] (T _b = 370 °C)	Volume [m ³] (T _b = 360 °C)
1	Tolueno	13,6	21,54	69,79
2		9,0	11,49	20,33
3		7,7	9,47	15,66
4		7,1	8,66	13,00
5		5,1	5,77	8,34
6		4,5	5,69	8,05
7		4,4	4,72	6,98
8		4,0	4,51	6,29
9		3,5	4,03	5,63
10	Etilbenzeno	4,6	6,00	11,90
11	Dimetilbenzeno	4,3	5,96	9,76
12	Propilbenzeno	1,5	1,74	2,16

Através das simulações foi possível concluir que além do volume outros parâmetros também são diretamente influenciados pela variação da temperatura, conforme verifica-se nos resultados característicos apresentados nas Tabelas 6.7, 6.8 e 6.9.

Uma diminuição na temperatura da fonte quente apresenta um aumento na área de transferência de calor, comprimento dos tubos e na perda de carga do lado dos tubos. Ao analisar, os pontos 1, 9 e 10 das Tabelas 6.7 e 6.8. Ao analisar o ponto 1 é possível observar que com a diminuição da temperatura da fonte quente em 10 °C. Ocorre um aumento de cerca de 72,4 % na perda de carga quando comparada a perda de carga para temperatura da fonte quente de 380 °C. Os pontos 9 e 10 apresentam um aumento na perda de carga de 24,03 % e 39,57%, respectivamente.

Tabela 6.7 Resultados característicos do evaporador para temperatura 380 °C.

Resultados para $T_b = 380\text{ °C}$						
Simulação	Fluido de Trabalho	ΔP_{tubo} [N/m ²]	ΔP_{placa} [N/m ²]	Área de transferência de calor [m ²]	L_{total} [m]	N_t
1	Tolueno	85398,4	2884,8	7957,3	16,2	1500
2		56973,3	1630,9	5273,4	10,8	
3		48370,4	1297,9	4536,7	9,3	
4		43399,0	980,6	4152,9	8,4	
5		31635,0	769,5	3014,2	6,3	
6		27776,3	2454,9	2636,8	5,4	
7		26155,3	581,8	2606,2	5,3	
8		24616,5	726,2	2357,2	4,8	
9		20388,1	465,2	2082,3	4,2	
10	Etil.	26916,4	455,4	2711,5	5,6	
11	Dimetil.	24220,7	720,1	2495,1	5,1	
12	Propil.	7674,0	107,4	892,8	1,8	

Tabela 6.8 Resultados característicos do evaporador para temperatura 370 °C.

Resultados Para $T_b = 370\text{ °C}$						
Simulação	Fluido de Trabalho	ΔP_{tubo} [N/m ²]	ΔP_{placa} [N/m ²]	Área de transferência de calor [m ²]	L_{total} [m]	N_t
1	Tolueno	147235,0	1692,7	12643,8	25,8	1500
2		78808,8	1436,2	6744,6	13,8	
3		64217,5	1488,1	5557,6	11,4	
4		58767,1	997,8	5082,6	10,5	
5		38111,2	1329,5	3389,7	7,0	
6		38453,6	934,9	3342,1	6,9	
7		30514,5	1859,7	2770,4	5,7	
8		30007,3	815,7	2649,4	5,4	
9		25287,9	614,4	2367,2	4,8	
10	Etil.	37568,2	453,2	3522,9	7,2	
11	Dimetil.	37175,9	424,6	3498,4	7,2	
12	Propil.	9744,6	123,2	1022,1	2,1	

Tabela 6.9 Resultados característicos do evaporador para temperatura 360 °C.

Resultados para $T_b = 360\text{ °C}$						
Simulação	Fluido de Trabalho	ΔP_{tubo} [N/m ²]	ΔP_{placa} [N/m ²]	Área de transferência de calor [m ²]	L _{total} [m]	N _t
1	Tolueno	205905,3	669,1	40965,9	60	2100
2		59754,8	654,8	11933,2	17,4	
3		45727,1	1016,8	9190,4	13,5	
4		37354,4	1496,7	7632,1	11,1	
5		23564,9	1917,8	4895,6	7,2	
6		24125,7	1312,7	4698,0	7,2	
7		19305,9	2249,3	4094,9	6,0	
8		18041,7	858,2	3690,4	5,4	
9		15196,6	926,7	3306,1	4,8	
10	Etil.	31979,8	277,3	6983,6	10,2	
11	Dimetil.	26031,2	685,4	5725,5	8,4	
12	Propil.	5010,2	356,6	1268,3	1,8	

Constata-se que a queda de pressão tanto do lado dos tubos como do lado das placas é afetada, quando há a variação da temperatura na saída do trocador intermediário. Em razão da diminuição da temperatura (T_b), há necessidade de aumento da extensão do comprimento dos tubos assim como aumento do número de tubos, em razão da variação do volume, acarretando, por consequência, o acréscimo da queda de pressão do lado dos tubos, e diminuição do lado das placas.

6.2.1.1 Alteração do fluido de trabalho e a variação do dimensionamento do evaporador

Embora para a presente dissertação tenha-se definido como fluido principal de estudo o tolueno, em razão da sua maior capacidade de geração de potência, no intuito de comprovar as vantagens da utilização deste fluido, foram realizadas outras simulações destinadas a possibilitar a comparação dos resultados obtidos pela utilização dos demais fluidos.

Adotando os referenciais de potência indicados na Tabela 6.2, para cada fluido, foi possível obter o volume e área de transferência de calor decorrente da utilização de cada fluido, conforme resultados demonstrados na Tabela 6.10.

Tabela 6.10 Volume e área de transferência de calor para os diferentes fluidos de trabalho

Fluido de trabalho	W_t [kW]	Volume [m³]	Área de transferência de calor [m²]
Tolueno	5183,6	3,5	2082,3
Etilbenzeno	5186,4	4,6	2711,5
Dimetilbenzeno	5091,0	4,3	2495,1
Propilbenzeno	2676,2	1,5	892,8

Pode-se observar que com potências entre os diferentes fluidos de trabalho utilizados, como é caso dos três primeiros fluidos, o tolueno é o que apresenta a menor área de transferência de calor e em consequência o menor volume do evaporador. No caso do propilbenzeno apresenta a menor área de transferência de calor e menor volume, contudo a potência gerada na turbina é cerca de 48,4 % menor a do Tolueno.

6.2.2 Recuperador

Observando a Figura 6.2, o recuperador de calor foi colocado na saída da turbina, com intuito de utilizar o calor residual após a expansão para pré aquecer o fluido orgânico antes da sua entrada no evaporador, reduzindo assim a quantidade de calor necessária para vaporização e, conseqüentemente, diminuindo as dimensões do evaporador.

O recuperador trabalhará simultaneamente com o fluido orgânico superaquecido, liberado do dispositivo de expansão (lado quente), e o fluido orgânico que sai da bomba (lado frio), antes que este entre no evaporador, permitindo o processo de troca de calor.

Assim como trocador intermediário e evaporador, optou-se também pela utilização da superfície 8.0 – 3/8 T para dimensionamento do recuperador, considerando para os cálculos dois passes nos tubos.

A Tabela 6.11 e as Figuras 6.3 e 6.4 demonstram a variação de volume em decorrência da variação da temperatura de saída do recuperador (T_{5b}) com respeito ao tolueno.

Tabela 6.11 Variação do volume do recuperador em função da variação de temperatura

Simulação	Fluido de Trabalho	T_{5b} [K]	Volume [m ³]	Área de Transferia de calor [m ²]
1	Tolueno	323,4	10,0	5908,7
2		319,3	32,2	18891,7
3		320,0	18,3	10739,3
4		322,1	11,4	6676,9
5		321,4	12,6	7388,4
6		353,4	1,7	1023,0
7		339,62	3,3	1958,2
8		382,4	0,6	342,9
9		369,9	1,1	667,1

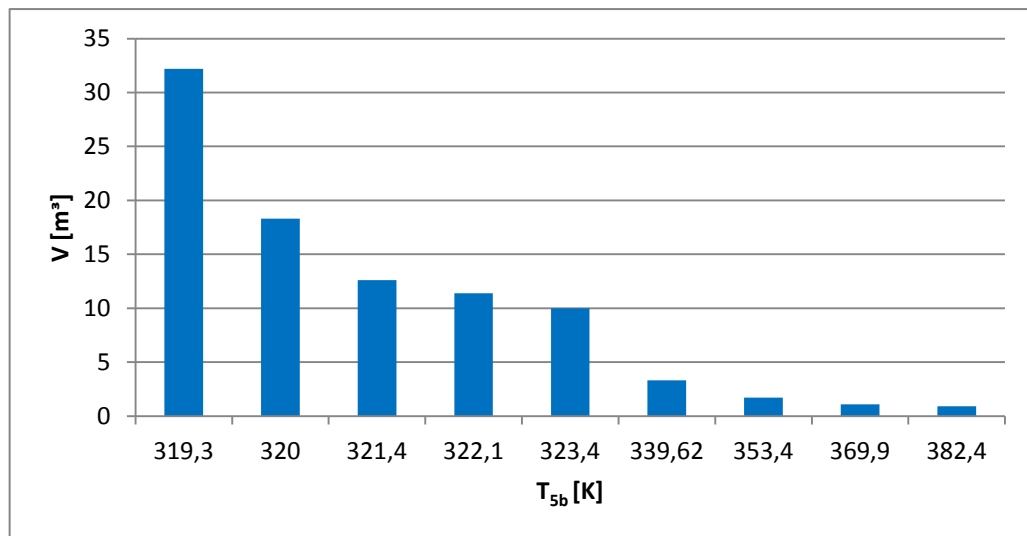


Figura 6.3 Variação de Volume do Recuperador x T_{5b}

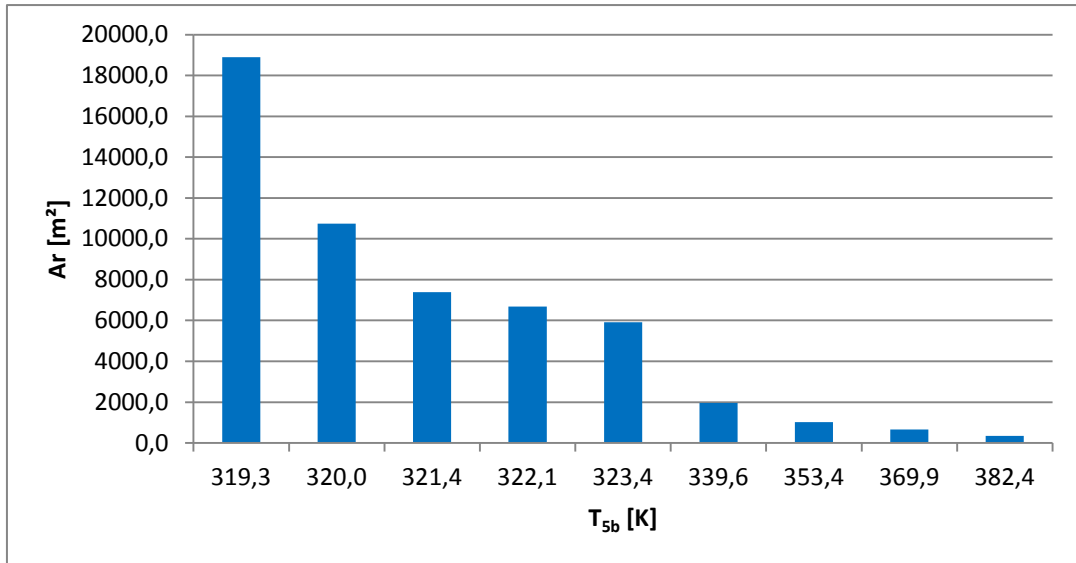


Figura 6.4 Variação da Área de transferência de calor x T_{5b}

As Figuras 6.5 e 6.6 mostram o comportamento do volume e da área de transferência de calor do recuperador para diferentes temperaturas na saída do recuperador para o Tolueno. Nota-se que, quanto menor a temperatura na saída do recuperador maior será área de transferência de calor e em consequência maior o volume do recuperador.

Portanto, deve-se escolher a configuração em que a temperatura de saída (T_{5b}) não torne o recuperador demasiadamente grande. A variação de temperatura de saída (T_{5b}) acarreta variação nas dimensões do recuperador. A Tabela 6.12 mostra alguns parâmetros resultantes para o recuperador.

Tabela 6.12 Alguns parâmetros resultantes do recuperador

Simulação	Fluido de Trabalho	ΔP_{tubo} [N/m ²]	L _{total} [m]	N _t
1	Tolueno	17108,7	15	1200
2		56295,7	48	
3		30578,3	27,3	
4		18496,2	17	
5		18777,4	18,8	
6		2498,2	2,6	
7		4267,3	5,0	
8		774,0	0,9	
9		1210,7	1,7	

Também é possível observar nas Figuras 6.5 e 6.6 que a relação existente entre a diminuição do volume do recuperador e a queda de pressão do lado dos tubos é diretamente proporcional, isso se deve ao fato de que menores volumes requerem menores tubos, diminuindo a queda de pressão do lado de tais tubos.

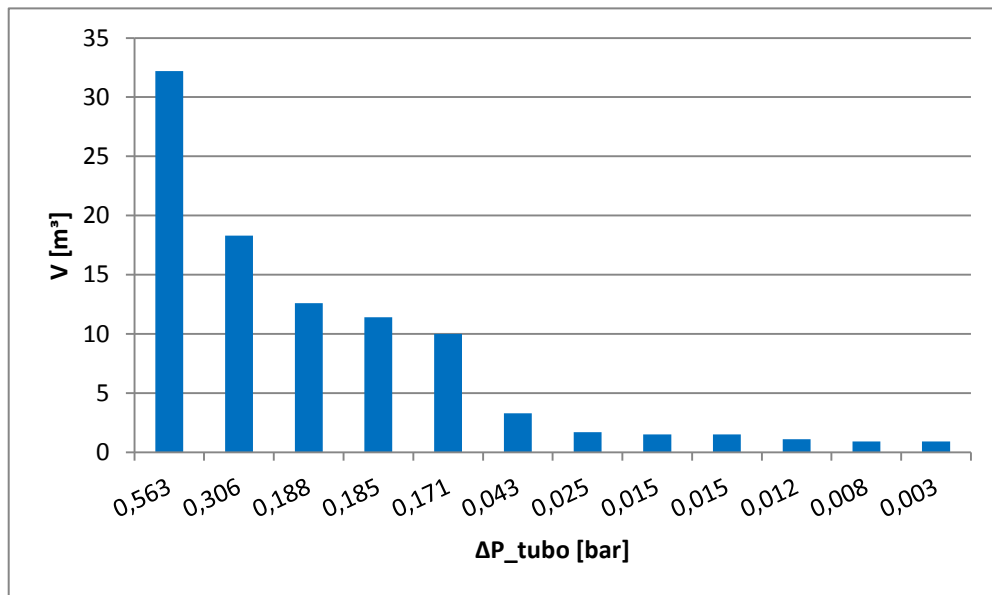


Figura 6.5 Variação da queda de pressão na tubulação do recuperador x Volume

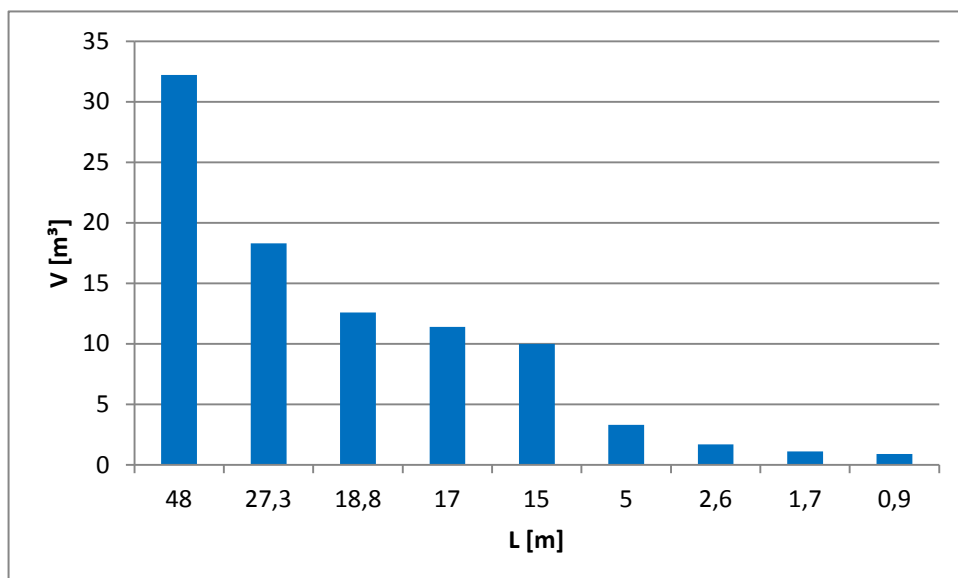


Figura 6.6 Variação do comprimento x Volume

6.2.2.1 Alteração do fluido de trabalho e a variação do dimensionamento do recuperador

Com o intuito de realizar a comparação entre o comportamento do tolueno e os demais fluidos de trabalho e, principalmente, identificar os efeitos de tal variação no dimensionamento do recuperador, realizou-se simulações e obteve-se os resultados demonstrados na Tabela 6.13.

Tabela 6.13 Volume e Área de transferência de calor do recuperador para diferentes fluidos de trabalho

Fluido de trabalho	W_t [kW]	Área de Transferia de calor [m ²]	V [m ³]
Tolueno	5183,6	667,1	1,1
Etilbenzeno	5186,4	908,9	1,5
Dimetilbenzeno	5091,0	905,8	1,5
Propilbenzeno	2676,2	534,7	0,9

Da mesma forma como ocorrido na análise da variação das dimensões do evaporador em razão da alteração do fluido de trabalho, verificou-se que o Tolueno também é o fluido de trabalho que permite atingir a maior potência de geração com menor a área e menor volume. Constata-se que a diferença de potência entre o Tolueno e o Etilbenzeno, que possui a maior potência entre os fluidos analisados, é de apenas 2,8 kW.

Considerando a realidade existente em uma FPSO é possível que a perda de potência pela utilização do Tolueno seja considerada irrelevante frente aos benefícios decorrentes da menor área e do menor volume ocupados pelo sistema ORC baseado no Tolueno.

6.2.3 Condensador

A troca de calor dentro do condensador se dá entre o fluido orgânico (fluido quente) e a água (fluido frio). O fluido orgânico entra no condensador no estado de vapor saturado e sai do condensador no estado de líquido saturado. A água estará sempre no estado líquido e suas

temperaturas de entrada e de saída foram fixadas em 298,15 K (25°C) e 313,15 K (40°C), respectivamente.

Tendo em vista que a vazão de água é alta ($\dot{m} = 242,28$ kg/s) optou-se pela utilização da superfície 7.75 – 5/8 T que possui tubos de maior diâmetro, realizados em dois passes, permitindo economia em relação ao número de tubos (de menor diâmetro) e evitando a superação da velocidade máxima para água no resfriamento nos tubos que segundo Silva (2012) é de 2,5 m/s.

A Tabela 6.14 apresenta a variação de volume do condensador em razão da diferentes temperaturas na entrada do condensador.

Tabela 6.14 Variação do volume do condensador x T_{5b}

Simulação	Fluido de Trabalho	T_{5b} [K]	T_5 [K]	T_c [k]	T_d [K]	Volume [m ³]	Área de transferência de calor [m ²]
1	Tolueno	323,38	317,96	298,15	313,15	17,14	9495,7
2		319,26				22,01	12194,1
3		320,04				20,87	11565,3
4		322,15				17,61	9756,7
5		321,37				18,04	9998,5
6		353,38				7,68	4257,9
7		339,6				9,24	5124,0
8		382,39				5,46	3026,1
9		369,99				5,51	3053,8

Das Figuras 6.7 e 6.8 é possível aferir que quanto menor a temperatura (T_{5b}) maior será a área de transferência de calor e conseqüentemente maior o volume do condensador.

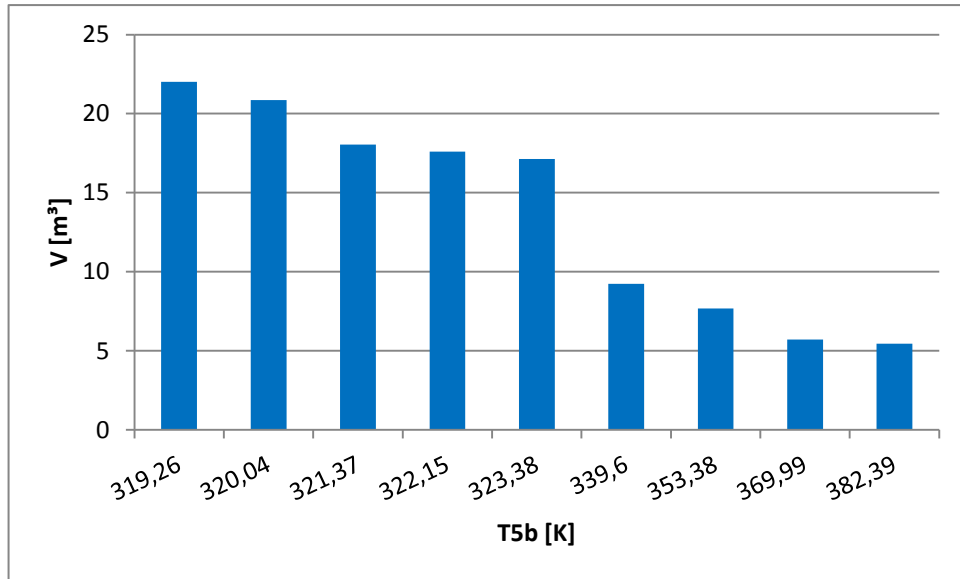


Figura 6.7 Variação do volume do condensador x temperatura de entrada (T_{5b})

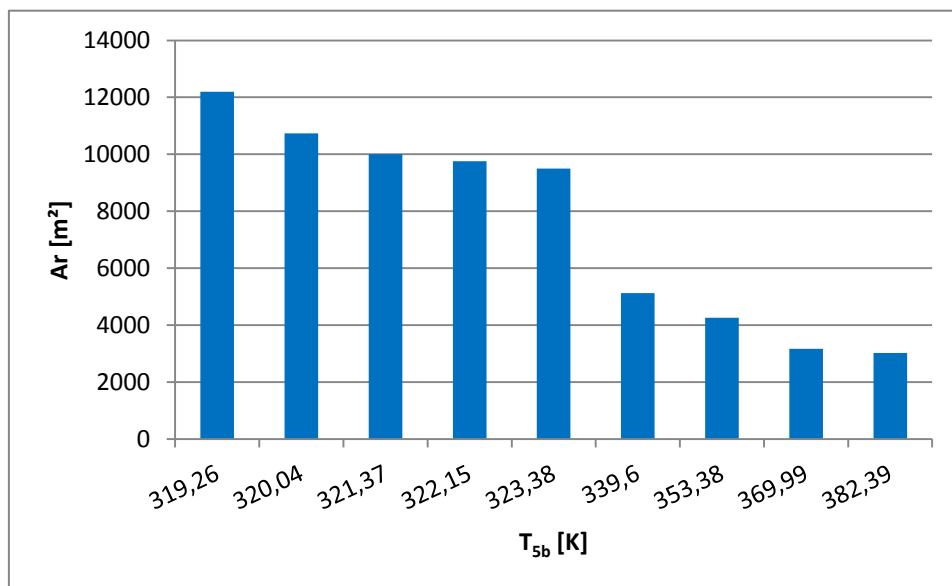


Figura 6.8 Variação Área de transferência de calor do condensador x temperatura de entrada no condensador (T_{5b})

Considerando os dados já analisados, é possível verificar que variação da temperatura (T_{5b}) influencia o dimensionamento tanto do condensador quanto do recuperador, visto que, a temperatura de saída do recuperador é a mesma temperatura de entrada do recuperador.

A Tabela 6.15 apresenta alguns dos parâmetros resultantes no dimensionamento do condensador.

Tabela 6.15 Alguns parâmetros resultantes no dimensionamento do condensador

Simulação	Fluido de Trabalho	ΔP_{tubo} [N/m ²]	L _{total} [m]	N _t
1	Tolueno	19337,4	7,8	1300
2		24971,8	10	
3		22746,1	9,5	
4		18828,7	8,0	
5		12890,3	6,0	
6		8559,3	3,5	
7		8531,6	4,2	
8		6335,8	2,5	
9		6335,9	2,5	

Assim como observado para o recuperador, observa-se nas Figuras 6.11 e 6.12 que a relação existente entre a diminuição do volume do recuperador e a queda de pressão do lado dos tubos em caso do Tolueno é diretamente proporcional. Isso se deve ao fato de que menores volumes requerem menores tubos, diminuindo a queda de pressão do lado de tais tubos.

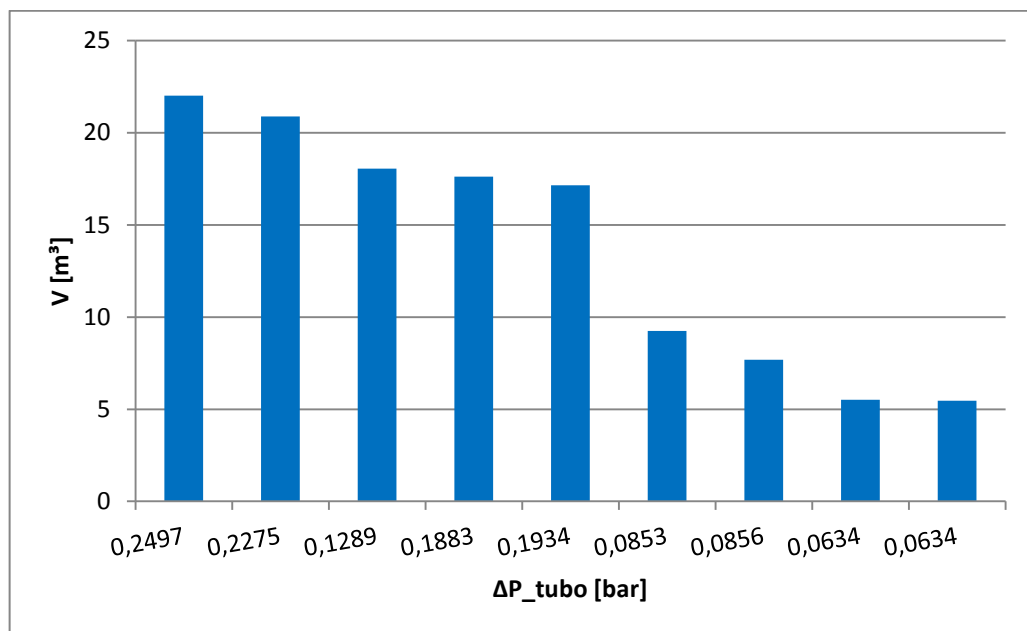


Figura 6.9 Variação da perda de carga x Volume

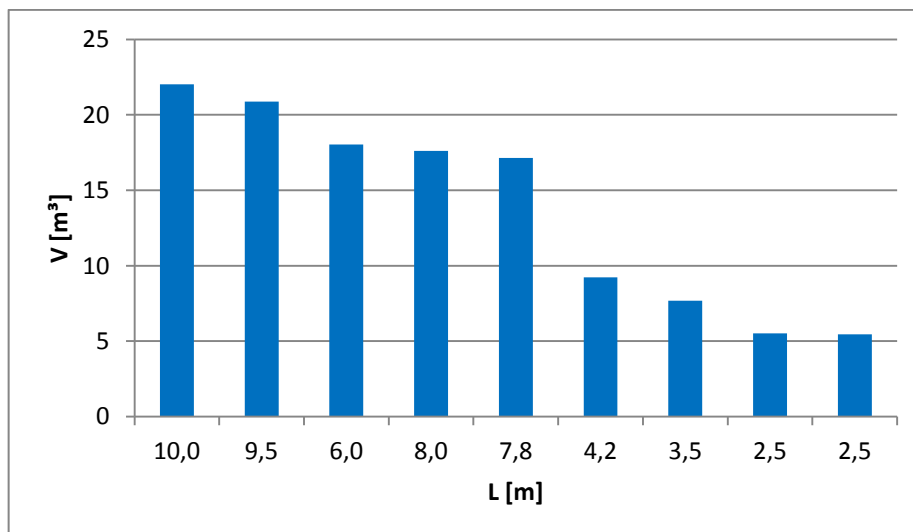


Figura 6.10 Variação do comprimento x Volume do condensador

6.2.3.1 Alteração do fluido de trabalho e a variação do dimensionamento do condensador

Este item apresenta os efeitos da mudança do fluido de trabalho no dimensionamento do condensador, os resultados demonstrados na Tabela 6.16.

Tabela 6.16 Volume e Área de Transferia de calor do recuperador para diferentes fluidos de trabalho

Fluido de trabalho	W_t [kW]	Área de Transferia de calor [m ²]	V [m ³]
Tolueno	5183,6	3053,8	5,51
Etilbenzeno	5186,4	3158,3	5,70
Dimetilbenzeno	5091,0	3535,2	6,36
Propilbenzeno	2676,2	2185,7	3,94

Do mesmo modo como ocorrido na análise da variação das dimensões do evaporador e recuperador em razão da alteração do fluido de trabalho, verificou-se que o tolueno também é o fluido de trabalho que permite atingir a maior potência de geração com menor a área e menor volume.

6.3 Resumos dos Parâmetros do Ciclo ORC

Considerando as diferentes potências geradas pela turbina, (i) para diferentes configurações do tolueno e (ii) para diferentes fluidos de trabalho como Etilbenzeno, Dimetilbenzeno e Propilbenzeno, será apresentado, de maneira resumida nas Tabelas 6.17, 6.18 e 6.19, as principais características obtidas para dimensionamento dos trocadores de calor.

Após a consolidação dos parâmetros apresentados é possível observar um aumento das dimensões dos evaporadores diante da diminuição da temperatura da fonte quente. Isso pode em razão da diminuição da temperatura da fonte quente, acarretar a diminuição do *pinch point* e conseqüentemente gerar a necessidade de trocadores de calor com maiores dimensões e mais caros.

Como foi demonstrado na Tabela 6.4 do presente capítulo, quanto menor a temperatura de saída do trocador intermediário menor será seu volume.

Tabela 6.17 Parâmetros do ciclo ORC para T_b de 380 °C

		Parâmetros do evaporador				Parâmetros do recuperador			Parâmetro do condensador		
Simulação	Fluido de Trabalho	W_t [kW]	Volume [m ³] ($T_b=380^\circ\text{C}$)	L_total [m]	Nt	Volume [m ³]	L_total [m]	Nt	Volume [m ³]	L_total [m]	Nt
1	Tolueno	6572,1	13,6	16,2	1500	10,0	15	1200	17,14	7,8	1300
2		6556,1	9,0	10,8		32,2	48		22,01	10	
3		6440,01	7,7	9,3		18,3	27,3		20,87	9,5	
4		6357,8	7,1	8,4		11,4	17		17,61	8,0	
5		6002,4	5,1	6,3		12,6	18,8		18,04	6,0	
6		5866,8	4,5	5,4		1,7	2,6		7,68	3,5	
7		5719,4	4,4	5,3		3,3	5,0		9,24	4,2	
8		544,39	4,0	4,8		0,9	0,9		5,46	3,4	
9		5183,6	3,5	4,2		1,1	1,7		5,51	2,5	
10	Etil.	5186,4	4,6	5,6	1,5	2,3	5,70	2,6			
11	Dimetil.	5091,0	4,3	5,1	1,5	2,3	6,36	2,9			
12	Propil.	2676,2	1,5	1,8	0,9	1,4	3,94	0,9			

Tabela 6.18 Parâmetros característicos do ciclo ORC para T_b de 370 °C

		Parâmetros do evaporador				Parâmetros do recuperador			Parâmetros do condensador		
Simulação	Fluido de Trabalho	W_t [kW]	Volume [m ³] ($T_b=370^\circ\text{C}$)	L_{total} [m]	Nt	Volume [m ³]	L_{total} [m]	Nt	Volume [m ³]	L_{total} [m]	Nt
1	Tolueno	6572,1	21,54	16,2	1500	10,0	15	1200	17,14	25,8	1300
2		6556,1	11,49	10,8		32,2	48		22,01	13,8	
3		6440,01	9,47	9,3		18,3	27,3		20,87	11,4	
4		6357,8	8,66	8,4		11,4	17		17,61	10,5	
5		6002,4	5,77	6,3		12,6	18,8		18,04	7,0	
6		5866,8	5,69	5,4		1,7	2,6		7,68	6,9	
7		5719,4	4,72	5,3		3,3	5,0		9,24	5,7	
8		544,39	4,51	4,8		0,9	0,9		5,46	5,4	
9		5183,6	4,03	4,2		1,1	1,7		5,51	2,5	
10	Etil.	5186,4	6,00	5,6	1,5	2,3	5,70	7,2			
11	Dimetil.	5091,0	5,96	5,1	1,5	2,3	6,36	7,2			
12	Propil.	2676,2	1,74	1,8	0,9	1,4	3,94	2,1			

Tabela 6.19 Parâmetros característicos do ciclo ORC para T_b de 360 °C

		Parâmetros do evaporador				Parâmetros do recuperador			Parâmetros do condensador		
Simulação	Fluido de Trabalho	W_t [kW]	Volume [m ³] ($T_b=360^\circ\text{C}$)	L_{total} [m]	N_t	Volume [m ³]	L_{total} [m]	N_t	Volume [m ³]	L_{total} [m]	N_t
1	Tolueno	6572,1	69,79	16,2	1500	10,0	15	1200	17,14	60	1300
2		6556,1	20,33	10,8		32,2	48		22,01	17,4	
3		6440,01	15,66	9,3		18,3	27,3		20,87	13,5	
4		6357,8	13,00	8,4		11,4	17		17,61	11,1	
5		6002,4	8,34	6,3		12,6	18,8		18,04	7,2	
6		5866,8	8,05	5,4		1,7	2,6		7,68	7,2	
7		5719,4	6,98	5,3		3,3	5,0		9,24	6,0	
8		544,39	6,29	4,8		0,9	0,9		5,46	5,4	
9		5183,6	5,63	4,2		1,1	1,7		5,71	4,8	
10	Etil.	5186,4	11,90	5,6	1,5	2,3	5,70	10,2			
11	Dimetil.	5091,0	9,76	5,1	1,5	2,3	6,36	8,4			
12	Propil.	2676,2	2,16	1,8	0,9	1,4	3,94	1,8			

7. ANÁLISE ECONÔMICA DO CICLO ORC

No presente capítulo foi apresentada uma breve análise econômica do ciclo ORC proposto. Para esta análise utilizou-se de uma ferramenta de cálculos econômicos para plantas energéticas, conhecido como CEPCI. Muitos trabalhos foram desenvolvidos nos últimos anos utilizando o índice CEPCI, Cayer (2012), Tian (2012), Chew (2014), Oliveira Neto (2016) utilizaram o modelo econômico proposto com base no CEPCI para desenvolver cálculos econômicos em plantas químicas para produção de energia elétrica a partir de ciclos ORC ou Kalina. Com auxílio dos trabalhos mencionados acima e do livro Turton (2008) foi possível se obter o equacionamento e os valores das constantes apresentadas neste capítulo.

7.1 *Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI*

Segundo Vatavuk (2002) o *Chemical Engineering Plant Cost Index* (CEPCI) é um índice adimensional, criado em 1963. E por mais de 37 anos é utilizado por profissionais da *chemical-process-industry* (CPI) como gestores, engenheiros e técnicos com intuito de estimar e avaliar o potencial econômico da implantação de uma unidade energética ou de processamentos industriais.

O índice CEPCI nada mais é do que um fator de inflação que deve ser revisado periodicamente acompanhando os avanços na tecnologia servindo desta forma como uma base para tomada de decisões. O índice CEPCI na verdade é composto por quatro índices principais, que se subdividem em sub-índices, sendo estes quatro índices principais representam os fatores que geram os gastos. Estes fatores são imprescindíveis e devem ser levados em consideração em uma análise econômica de viabilidade de implantação de uma planta química (OLIVEITA NETO, 2016). Sendo eles:

- I. Equipamentos: composto por vários sub-índices que representam o custo na compra de determinado equipamento, assim como a instrumentação utilizada, montagem e os suportes estruturais que devem ser colocados e utilizados para instalação de tais componentes (ex. trocadores de calor, tanques, válvulas, bombas, turbinas, dentre outros);
- II. Trabalho na construção civil: representa o custo com a mão de obra empregada em obras de engenharia civil que devem ser feitas para alocar toda planta química que será instalada;

III. Prédios: é o fator que representa o custo de investimento com materiais para construção do ambiente onde será implantada a planta química, assim como o gasto na compra do terreno onde ficará a planta.

IV. Supervisão e Engenharia: o fator que representa supervisão e engenharia inclui os gastos com pessoa de engenharia e supervisores que farão todo o projeto e se responsabilizaram por todo processo de implantação.

Estes quatro índices principais são obtidos através de uma ponderação feita com os custos de cada seguimento que compõe cada sub-índice (equipamentos, projeto, construção, montagem, etc). Os dados para o cálculo destes sub-índices são fornecidos pelos produtores desses equipamentos e serviços, e são compilados em índices (PPI) e atualizados mensalmente pelo *U. S. Department of Labors's of Labor Statistics* (BLS, Washinton D.C). Desta forma uma interação é feita de maneira estatística dos principais PPI, dados pelo BLS, formando deste modo os quatro índices. A ponderação destes quatro índices principais é usada para se calcular o índice CEPCI (VATAVUK, 2002).

O índice CEPCI assim como qualquer outro índice são ferramentas de auxilio dos gestores de empresas no momento de planejamento e na tomada de decisões quanto a viabilidade econômica, mas não devem ser adotados com relação ao que se apresenta na realidade do mercado. O índice CEPCI por se tratar de um modelo economia de cálculos rápidos e fáceis de serem entendidos se destaca quando se dispõe de pouco tempo para avaliar a implantação de uma planta química, também por apresentar resultados bem próximos a realidade dentro de um determinado período de tempo (por volta de 5 anos). Porém, quando o tempo não é um fator limitante, os custos reais dos equipamentos e dos outros fatores geradores estiverem disponíveis, deve se optar por um tipo de análise mais direta. Deste modo garante-se que os resultados obtidos serão reflexo exato da realidade, e não valores aproximados dela (VATAVUK, 2002).

7.2 Custo de Investimento

Para o cálculo do custo de capital o método do *Bare Module Cost* é um dos mais utilizados quando a cotação de preços de equipamentos reais não esta disponível ou é de difícil acesso. Este método leva em consideração tanto as despesas diretamente ligadas ao projeto – custo de compra, custo dos materiais, custo da quantidade de homens/hora necessários para instalação, etc – quanto as despesas indiretas – frete, seguro, taxas, custos de overhead de construção – além dos custos da engenharia – taxas, contingências e construção e

manutenção de instalações auxiliares. Obtendo assim os custos de investimento, ou de compra dos equipamentos do ciclo, através da Eq. 7.1.

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (7.1)$$

Onde “ C_p^0 ” é o custo do equipamento construído com aço carbono que opera em condições de temperatura e pressão ambiente, é obtido a partir dos parâmetros de capacidade ou tamanho do equipamento, dependendo do tipo do dispositivo. “ F_{BM} ” é o fator de custo do módulo, parâmetro que leva em consideração o material o qual foi fabricado o equipamento. O “ C_{BM} ” é o custo de investimento do equipamento total, que leva em consideração todos os aspectos do dispositivo.

Para-se obter o “ C_p^0 ” foram utilizados as constantes “K’s”, que representam as constantes obtidas através de correlações entre o tipo de equipamento e sua capacidade ou tamanho, essas constantes são apresentadas na Tabela 7.1, bem como a capacidade ou tamanho do equipamento dependendo do caso (OLIVEIRA NETO, 2016). As Equações 7.2 a 7.6 mostram, respectivamente como foram calculados os “ C_p^0 ” turbina, evaporador, recuperador, condensador e bomba de fluido.

$$\log C_{p,t}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(W_t) + K_3 \cdot [\log(W_t)]^2 \quad (7.2)$$

$$\log C_{p,evap}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(A_{evap}) + K_3 \cdot [\log(A_{evap})]^2 \quad (7.3)$$

$$\log C_{p,rec}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(A_{rec}) + K_3 \cdot [\log(A_{rec})]^2 \quad (7.4)$$

$$\log C_{p,cond}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(A_{cond}) + K_3 \cdot [\log(A_{cond})]^2 \quad (7.5)$$

$$\log C_{p,b}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(W_b) + K_3 \cdot [\log(W_b)]^2 \quad (7.6)$$

Tabela 7.1- Coeficientes “K’s” referentes ao tamanho ou capacidade e ao tipo de equipamento (Turton,2008).

Equipamento	K₁	K₂	K₃	Capacidade / Tamanho	Modelo
Turbina	2,7051	1,4398	-0,1776	100 – 4000 [kW]	Axial
Evaporador	4,642	0,3698	0,0025	100 – 10000 [m ²]	Tubo e placa continua de tubo longo
Recuperador	4,0336	0,2341	0,0497	100 – 10000 [m ²]	Tubo e placa continua
Condensador	4,0336	0,2341	0,0497	100 – 10000 [m ²]	Tubo e placa continua
Bomba de fluido	3,8696	0,3161	0,1222	0,1 – 200 [kW]	Alternativa

Deste modo, os custos de cada equipamento construído com aço carbono operando com condições de temperatura e pressão ambiente (C_p 's) podem ser calculados. A Tabela 7.2 mostra os equipamentos para construção de cada equipamento, sugeridos de acordo com Turton (2008), que vão dos que possuem os custos mais baixos até os que possuem os custos mais elevados.

Tabela 7.2 - Materiais para Fabricação de cada equipamento

Equipamento	Material	
	Menor custo	Maior Custo
Turbina	Aço carbono	Níquel
Evaporador	Aço carbono	Titânio
Recuperador	Aço carbono	Titânio
Condensador	Aço carbono	Titânio
Bomba de Fluido	Ferro fundido	Titânio

Fonte: Adaptado de Turton (2008)

O cálculo do “ F_{BM} ” pode ser feito, tanto para os trocadores de calor como para as bombas utilizando a Equação 7.7. Os coeficientes “B’s”, “ F_M ” e “ F_p ” que representam, respectivamente, as constantes referentes ao tipo de dispositivo, o fator de material para cada equipamento e o fator de pressão, também diferentes para cada equipamento como mostra Tabela 7.8. Já a turbina e a torre de resfriamento e o evaporador, como não possuem a classificação quanto a pressão, o “ F_{BM} ” é fornecido diretamente através da Tabela 7.4.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (7.7)$$

O cálculo do coeficiente “ F_p ” é obtido através da Equação 7.8, onde os “ C ’s” representam as constantes para cada equipamento que possui sua classificação baseado na pressão (Tabela 7.3). Para os que não apresentam essa classificação como é o caso da turbina e do evaporador as constantes “ C ’s” são nulas. “ P ” é a pressão em que o componente opera no ciclo ORC (OLIVEIRA NETO, 2016).

$$\log F_p = C_1 + C_2 \cdot \log(P) + C_3 \cdot [\log(P)]^2 \quad (7.8)$$

Tabela 7.3 - Coeficientes e constantes necessários para o cálculo dos parâmetros “ F_p ” e “ F_{BM} ”, tanto dos trocadores de calor quanto das bombas

Equipamento	Classificação (pressão)	Material	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_M
Recuperador	$P < 40$ bar	Aço Carbono	0	0	0	1,74	1,55	1
Recuperador	$P < 40$ bar	Titânio	0	0	0	1,74	1,55	11,4
Condensador	$P < 40$ bar	Aço Carbono	0	0	0	1,74	1,55	1
Condensador	$P < 40$ bar	Titânio	0	0	0	1,74	1,55	11,4
Bomba de Fluido	$P < 11$ bar	Ferro fundido	0	0	0	1,89	1,35	1
Bomba de Fluido	$P < 11$ bar	Titânio	0	0	0	1,89	1,35	6,4
Bomba de Fluido	$11 < P < 101$ bar	Ferro fundido	-0,245	0,259	-0,014	1,89	1,35	1
Bomba de Fluido	$11 < P < 101$ bar	Titânio	-0,245	0,259	-0,014	1,89	1,35	6,4

Fonte: Adaptado de Turton (2008)

Tabela 7.4 - Parâmetro "F_{BM}" para turbina e evaporador

Equipamento	Material	F _{BM}
Turbina	Aço carbono	2,2
Turbina	Níquel	11,6
Evaporador	Aço carbono	3
Evaporador	Titânio	14,5

Fonte: Adaptado de Turton (2008)

Os valores para todos os coeficientes (K's, B's, C's, F_M e F_{BM}) foram estabelecidos com base no índice CEPCI do ano de 2001 (CEPCI₂₀₀₁ = 397, Turton et al. (2008)). Portanto, é necessária a conversão dos resultados para os tempos atuais. Para base de cálculo foram utilizados os dados do CEPCI do ano de 2015 (CEPCI₂₀₁₅ = 556,8, *Chemical Engineering* (2016)).

No primeiro momento foi obtido o custo total de investimento para implantação da planta ORC no ano de 2001 (Custo₂₀₀₁). Para isso, foram somados todos os custos de compra de cada componente do ciclo como mostra Equação 7.9.

$$Custo_{2001} = C_{BM,t} + C_{BM,evap} + C_{BM,rec} + C_{BM,cond} + C_{BM,b} \quad (7.9)$$

Para atualizar o custo de investimento total da planta do ano de 2001 para ano de 2015 é necessário multiplicar o custo de 2001 pela razão entre os respectivos CEPCI de cada período, como mostra Equação 7.10.

$$Custo_{2015} = Custo_{2001} \cdot \frac{CEPCI_{2015}}{CEPCI_{2001}} \quad (7.10)$$

7.3 Exemplo de Cálculos

Neste item será apresentado um exemplo de como foi realizado o procedimento da análise econômica descrita no item 7.2. O modelo do ciclo ORC escolhido para ser analisado nesta seção utiliza o fluido de trabalho Tolueno, cuja pressão de evaporação é de 3612,55 kPa. Na tabela 7.5 estão os parâmetros do caso escolhido para exemplo de cálculo.

Tabela 7.5 - Parâmetros utilizados para o cálculo

Potência produzida (W_t)	5183,6 [kW]
Potência consumida (W_b)	1,34 [kW]
Área de troca térmica do evaporador (A_{evap})	2367,30 [m ²]
Área de troca térmica do recuperador (A_{rec})	667,15 [m ²]
Área de troca térmica do condensador (A_{cond})	3159,88 [m ²]
Pressão do equipamento	3612,55 [kPa]

Com o auxílio das Equações 7.2 a 7.6 e dos dados fornecidos na Tabela 7.1, tem-se o custo do equipamento utilizando o aço carbono e operando em condições de temperatura e pressão ambiente.

$$\log C_{p,t}^0 = 2,7051 + 1,4398 \cdot \log(5183,6) - 0,1776 \cdot [\log(5183,6)]^2$$

$$\log C_{p,t}^0 = 5,6028 \rightarrow C_{p,t}^0 = \text{US\$ } 400.696,09$$

Assim, analogamente para os outros equipamentos, tem-se:

$$C_{p,b}^0 = \text{US\$ } 8.156,93$$

$$C_{p,evap}^0 = \text{US\$ } 828.442,39$$

$$C_{p,cond}^0 = \text{US\$ } 123.358,59$$

$$C_{p,recup}^0 = \text{US\$ } 289.546,44$$

Para o cálculo dos fatores de pressão, para os equipamentos utiliza-se da Equação 7.8 e a Tabela 7.3.

$$\log F_{p,rec} = 0 + 0 \cdot \log(3612,55) + 0 \cdot [\log(3612,55)]^2 = 0$$

$$F_{p,rec} = 1,0$$

Do mesmo modo para o condensador e para bomba de fluido, tem-se:

$$F_{p,cond} = 1,0$$

$$F_{p,bf} = 3,1569$$

Com auxílio da Equação 7.7 e dos dados obtidos através das Tabelas 7.2 e 7.3, foram calculados os fatores de pressão de custo para cada tipo de material estudado de módulo ou equipamento para recuperador, condensador e para bomba de fluido.

$$F_{BM,rec}(Aço Carbono) = 1,74 + 1,55.1.1 = 3,29$$

Tabela 7.6 Fator de pressão F_{BM} de custo para cada tipo de material estudado

Equipamento	F_{BM}	Material
Recuperador	3,29	Aço Carbono
	19,41	Titânio
Condensador	3,29	Aço Carbono
	19,41	Titânio
Bomba de Fluido	6,15	Ferro Fundido
	29,16	Titânio

Os valores de F_{BM} para a turbina e para o evaporador são obtidos diretamente através da Tabela 7.4. Deste modo é possível agora calcular o custo do investimento para cada equipamento, assim como para planta ORC com auxílio das Equações 7.1 e 7.9.

$$C_{BM,rec}(Aço Carbono) = 123.358,59 . 3,29 = \text{US\$ } 405.849,75$$

Tabela 7.7 Custo do investimento para cada equipamento

Equipamento	C_{BM} [US\$]	Material
Turbina	881.531,41	Aço Carbono
	4.648.048,68	Titânio
Evaporador	2.485.327,16	Aço Carbono
	12.012.414,62	Titânio
Recuperador	405.849,75	Aço Carbono
	2.394.390,17	Titânio
Condensador	952.311,68	Aço Carbono
	5.618.319,45	Titânio
Bomba de Fluido	50.179,98	Ferro Fundido
	237.902,22	Titânio

O Custo total de investimento para ciclo ORC com base no CEPCI do ano 2001, é apresentado na Tabela 7.8.

Tabela 7.8 Custo total de investimento do ciclo ORC com base no CEPCI do ano 2001

Custo₂₀₀₁	Configuração mais barata	Configuração mais cara
	US\$ 4.775.199,98	US\$ 24.911.131,14

Lembrando que o índice CEPCI varia a cada ano, o valor do custo para ano de 2001 deve ser convertido para o valor do CEPCI referente ao ano de 2015, com auxílio da Equação 7.10. O índice CEPCI do ano 2001 é de 397 e o do ano de 2015 é de 556,8, deste modo é possível calcular o custo de investimento para ano de 2015. A Tabela 7.9 apresenta o custo total de investimento do ciclo ORC em dólares e em reais.

Tabela 7.9 Custo total de investimento do ciclo ORC em dólares e em reais

Custo₂₀₁₅	Configuração mais barata	Configuração mais cara
	US\$ 6.697.308,18	US\$ 34.938.332,04
	R\$ 22.101.117,00	R\$ 115.296.495,74

Com o auxílio do modelo econômico CEPCI foi possível calcular o custo de investimento para cada equipamento individualmente e para sistema ORC. Os cálculos dos custos de investimento foram realizados com base nas simulações realizadas. A Tabela 7.10 apresenta o custo de investimento da planta ORC, para todas as simulações estudadas.

É possível observar que mesmo com a diminuição da potência gerada o custo do investimento na planta ORC não diminui isso se deve ao fato de que como tamanho dos trocadores de calor é fator que influencia no cálculo do investimento. Para as configurações onde os trocadores de calor se apresentaram com grandes áreas de transferência de calor pode-se observar um aumento no custo de investimento, ainda que se diminua a potência gerada, como mostra as simulações 2 e 7.

Tabela 7.10 Custo de investimento da planta ORC estudada

Simulação	Fluido de Trabalho	Potência Produzida [kW]	Configuração mais barata [R\$]	Configuração mais cara [R\$]
1	Tolueno	6572,1	42.299.739,33	217.153.801,29
2		6556,1	45.982.836,12	245.988.129,58
3		6440,0	40.259.565,42	211.637.607,13
4		6357,8	36.348.753,75	189.150.366,36
5		6002,4	34.654.549,73	181.571.404,06
6		5866,8	25.977.720,64	130.459.493,04
7		5719,4	26.669.955,03	135.435.647,51
8		5444,4	23.171.244,33	115.180.904,17
9		5183,6	22.101.117,00	115.296.495,74
10	Etilbenzeno	5186,4	24.343.777,88	126.485.467,53
11	Dimetilbenzeno	5091,0	24.610.836,84	128.105.265,44
12	Propilbenzeno	2676,2	17.847.996,97	93.863.604,57

Para efeito de comparação foi realizada um comparativo entre o valor calculado através do modelo econômico CEPCI e com valor encontrado na literatura. O valor encontrado na literatura foi obtido através de Da Silva (2010), onde foi realizado estudo para projeto de um ciclo ORC para produção de 1MW de eletricidade. O custo de investimento para produção de 1000 kW era de € 1.234.696,00 ou seja R\$ 4.556.028,24, o que representa

um valor de 4.556,03 R\$/kW. Utilizando o modelo econômico baseado no CEPCI o custo de investimento para produção de 5183,6 kW é de R\$ 22.101.117,00, o que representa um custo de 4.263,66 R\$/kW.

8. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo principal o dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual utilizando um ciclo Rankine Orgânico em uma FPSO. Como em uma FPSO as dimensões e peso são fatores determinantes, optou-se pela utilização de trocadores de calor compactos, pois estes possuem uma grande área de transferência de calor em um menor volume.

A utilização do ciclo Rankine Orgânico se deve pelo fato de que os fluidos de trabalhos utilizados no ciclo ORC apresentam um calor latente de vaporização e ponto de ebulição inferiores ao da água, o que permite uma evaporação em temperaturas mais baixas, proporcionando um melhor aproveitamento de fontes de baixa temperatura.

A escolha dos fluidos de trabalho levaram em conta o estudo realizado por Gotelip (2015) que através de uma otimização multiobjetivo determinou os fluidos de Trabalho que compuseram a fronteira de Pareto para maximização da geração de potência em paralelo com a minimização da área total do ciclo ORC. Os resultados apresentaram o Tolueno, Etilbenzeno, Dimetilbenzeno e Propilbenzeno como os fluidos que apresentaram as maiores potências geradas na turbina. Dentre eles o Tolueno é o fluido que produz a maior potência (6572,1 kW). Por este motivo, um estudo mais detalhado foi realizado com Tolueno visando analisar a influência de outro parâmetros no dimensionamento dos trocadores de calor.

Com base nos dados de entrada obtidos através do software HYSYS v.8.6, foi possível concluir que dentre as duas superfícies (8.0 – 3/8 e 7.75 – 5/8 T) estudadas a superfície 8.0 – 3/8 T é a melhor superfície para dimensionamento do evaporador, trocador intermediário e do recuperador, pois esta apresenta um volume mais compacto. Para o dimensionamento do condensador, que possui elevada vazão de água para resfriamento do fluido orgânico, optou-se pela utilização da superfície 7.75 – 5/8 T, uma vez que esta superfície possui tubos de maior diâmetro.

Na avaliação dos resultados obtidos no dimensionamento do trocador intermediário é possível observar que quanto menor a temperatura do óleo na saída do trocador intermediário (T_b) menor será a área de transferência de calor, possibilitando menores dimensões do mesmo. Por outro lado, a temperatura (T_b) é a temperatura da fonte quente para o evaporador e quanto menor esta temperatura maior será a área de transferência de calor requerida e maiores serão as dimensões do evaporador.

Com relação à alteração dos fluidos de trabalhos estudados, é possível concluir que para uma faixa de potência muito próxima de aproximadamente 5,2 MW como é caso do

Tolueno, Etilbenzeno e Dimetilbenzeno, o Tolueno é o que apresenta a menor área de transferência de calor e em consequência o menor volume para o evaporador, o condensador e o recuperador.

Da análise dos dados apresentados, tanto para condensador quanto para recuperador, a temperatura (T_{5b}) afeta de forma direta o dimensionamento de ambos os trocadores de calor, pois quanto menor a temperatura (T_{5b}) maior será a área de transferência de calor requerida e maior serão as dimensões tanto do recuperador quanto do condensador.

Da análise dos dados apresentados, foi possível concluir que para uma mesma faixa de potência, o Tolueno comparado aos demais fluidos permite a construção de um ciclo ORC mais compacto.

Finalmente, considerando os resultados de todas as tabelas realizadas com o Tolueno, verificou-se que a opção pela simulação número 9 apresenta características que a tornam mais vantajosa em relação a simulação que produziu a máxima potência (simulação 1). Embora haja uma perda de aproximadamente 1MW de potência em relação a máxima potência gerada, ocorre expressiva diminuição nas dimensões dos trocadores.

Tendo em vista que as dimensões e o peso são fatores determinantes na viabilidade da implantação deste ciclo em uma FPSO, pode-se concluir que deve-se privilegiar o trocador mais compacto, ainda que um potencial de geração menor.

O cálculo do custo de investimento utilizando o modelo econômico com base no CEPCI se apresenta como modelo útil para análises estratégicas de investimentos para empresas, pois este modelo é rápido e de fácil entendimento. Tal método produz dados de acordo com a realidade do mercado, o que o torna uma ótima ferramenta para avaliação da viabilidade econômica para instalação de plantas ORC.

8.1 Recomendações para Trabalhos Futuros

- Utilização de um método de otimização em conjunto com um software para encontrar o conjunto de parâmetros que otimize o trocador intermediário.
- Os aspectos econômicos para os fluidos orgânicos estudados no presente trabalho.
- Pesquisar sobre os dispositivos de expansão ou turbinas adequadas para ciclo Rankine Orgânicos, pois este é um componente determinante tanto na performance quanto nos custos.
- Realização de um trabalho experimental.
- Realização de simulações em CFD.

APÊNDICE A - Trocador Intermediário

A utilização do trocador de calor compacto para trocador intermediário se deve ao fato deste possuir maiores áreas de troca em pequenos volumes. Uma vez que o lado quente deste trocador recebe o fluido gasoso e fluidos gasosos possuem baixos coeficientes de transferência de calor, e seriam necessárias longas tubulações para uso de trocadores de calor convencionais do tipo casco e tubo.

A Figura 1 mostra o a matriz escolhida e suas medidas.

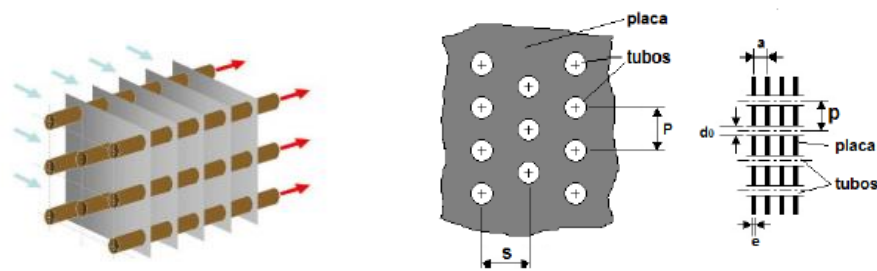


Figura A. 1 Matriz trocador tubo aletado (placa continua) e suas dimensões
Adaptado de (HERREIRA, 2012).

Onde:

d_{0i} : diâmetro externo do tubo

d_{ii} : diâmetro interno do tubo

a_i : distância entre as placas

e_i : espessura da placa

p_i : distância entre os tubos da mesma coluna do arranjo

s_i : distância entre as colunas de tubos

D_{hi} : diâmetro hidráulico: razão entre a área de transferência de calor e volume total

A_a/A_r : razão entre a área das aletas e área total de troca de calor

σ_i : razão entre área mínima do escoamento livre e a área frontal

A razão entre as áreas de troca de calor do lado quente e frio (A_i/A_r) pode ser determinada calculando uma área de troca de calor associada a uma aleta individual e o seu segmento de tubo correspondente tanto para lado quente (A_r^*) e para lado frio (A_i^*).

$$A_r^* = 2 \left(s \cdot p - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \pi d_0 (a - e) \quad (1)$$

$$A_i^* = \pi d_i a \quad (2)$$

Portanto, a razão A_i/A_r é equivalente a razão A_i^*/A_r^* , como mostra Eq. 3.

$$\frac{A_i}{A_r} = \frac{\pi d_i a}{2 \left(s.p - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \pi d_0 (a - e)} \quad (3)$$

O volume total do trocador de calor (V) pode ser calculado através da área de troca de calor (A_r) dividido pelo parâmetro α , Eq. 4.

$$V_i = \frac{A_r}{\alpha} \quad (4)$$

Considerando que o ocorre apenas um passo no tubo, e com volume já definido é possível estabelecer a seguinte relação:

$$V = s.p.L_{ab}N_t \quad (5)$$

Onde:

L_{ab} : é o comprimento total de cada tubo;

N_{tr} : número de tubos;

Desta forma com um volume definido é possível determinar o comprimento dos tubos, em relação ao número de tubos do mesmo. Substituindo a equação 4 em 5 tem-se:

$$L_{ab} = \frac{A_r}{\alpha.s.p.N_{tr}} \quad (6)$$

Para o cálculo da área frontal ao fluxo através das placas, considera-se o trocador como um paralelepípedo de altura L_{ab} e frente retangular A e B. Deste modo o volume do recuperador fica:

$$V = A.B.L_{ab} \quad (7)$$

A área frontal do trocador de calor, seria como mostra Eq. 5.127.

$$A_{fr} = B.L_{ab} \quad (8)$$

Com a área frontal do fluxo através das placas é possível determinar a área de fluxo livre através das placas de acordo com equação 9.

$$A_{ff} = \sigma A_{fr} \quad (9)$$

➤ **Cálculo da eficiência da Aleta**

A placa continua usada neste trocador de calor pode ser visto como uma aleta anular retangular de dimensões s e p , associada ao tubo de diâmetro externo d_0 , como mostra Figura 2.

A aleta anular retangular apresenta um problema o cálculo da eficiência da aleta é difícil para este tipo de geometria, como solução para o cálculo da eficiência é considerar uma aleta anular circular como superfície equivalente a aleta original Figura 5.10. Deste modo o diâmetro interno das duas aletas seria igual e a área seria a mesma.

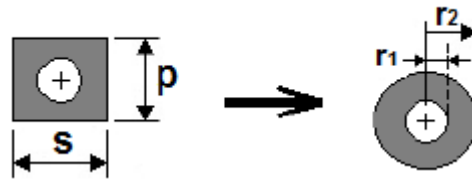


Figura A. 2 Relação entre a aleta quadrada e aleta redonda
Adaptado de (HERREIRA, 2012).

Uma vez que as áreas das duas aletas são iguais e sabe-se que $d_0=2r_1$, é possível calcular r_2 .

$$s \cdot p - \pi r_1^2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (10)$$

Onde:

r_1 : raio interno da nova aleta equivalente

r_2 : raio externo da nova aleta equivalente

Portanto:

$$r_2 = \sqrt{\frac{s \cdot p}{\pi}} \quad (11)$$

Calculado r_2 e r_1 , é possível calcular os outros parâmetros da aleta, como o perímetro (P), e a área convectiva (A_c) e o comprimento corrigido (I_a) da aleta.

$$P = 2\pi r_2 \quad (12)$$

$$A_c = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (13)$$

$$I_a = r_2 - r_1 + \frac{e}{2} \quad (14)$$

Cálculo do fator m para determinação da eficiência da aleta, Eq. 15.

$$m = \sqrt{\frac{h_{cab} P}{k_f A_c}} \quad (15)$$

Onde:

h_{cab} : coeficiente de convecção

k_f : condutividade térmica do material

O cálculo da eficiência da aleta como mostra Eq. 16.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot I_a)}{m \cdot I_a} \quad (16)$$

A eficiência de troca de calor da superfície do lado quente está dada por, Eq. 17.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A_r} (1 - \eta_f) \quad (17)$$

Balanco térmico do trocador intermediário

O trocador intermediário tem por objetivo recuperar o calor residual dos gases de exaustão da turbina, a Figura 3 mostra o esquema do recuperador utilizado.

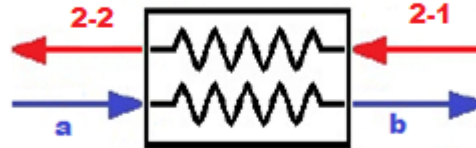


Figura A. 3 Esquema do trocador intermediário

Para o lado frio onde circula óleo térmico, tem-se:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_o c_{pab} (T_b - T_a) \quad (18)$$

$$c_{pab} = f(\overline{T_{ab}}) \quad (19)$$

$$\overline{T_{ab}} = \frac{T_a + T_b}{2} \quad (20)$$

No lado quente, onde os gases de exaustão passam pelas aletas contínuas, tem-se:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_g c_{pg} (T_{2a} - T_{2b}) \quad (21)$$

$$c_{pg} = f(\overline{T_{2a,2b}}) \quad (22)$$

$$\overline{T_{2-1,2-2}} = \frac{T_{2-1} + T_{2-2}}{2} \quad (23)$$

Análise do fluxo no interior dos tubos do trocador intermediário

As propriedades médias do óleo térmico foram calculadas a partir das propriedades já conhecidas de entrada e de saída do trocador intermediário.

$$\overline{k_{ab}} = \frac{k_a + k_b}{2} \quad (24)$$

$$\overline{\mu_{ab}} = \frac{\mu_a + \mu_b}{2} \quad (25)$$

$$\overline{c_{p_{ab}}} = \frac{c_{p_a} + c_{p_b}}{2} \quad (26)$$

$$\overline{\rho_{ab}} = \frac{\rho_a + \rho_b}{2} \quad (27)$$

A área transversal dos tubos em função do diâmetro interno (d_i) do recuperador, e dada pela Eq. 28.

$$A_{tr} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (28)$$

A velocidade média com que óleo térmico passa pela tubulação do recuperador depende da vazão mássica por cada tubo. Para obter uma maior troca de calor, no presente trabalho consideram-se seis passos por tubo, então a vazão mássica por cada tubo ($N_p \dot{m}/N_{tr}$), a velocidade média é então calculada por:

$$\overline{V_{ab}} = \frac{N_p \dot{m}_o}{N_{tr} \overline{\rho_{ab}} A_{tr}} \quad (29)$$

Onde:

\dot{m}_o : é a vazão mássica total nos tubos

N_p : número de passes

N_{tr} : número total de tubos do trocador intermediário

$\overline{\rho_{ab}}$: massa específica média

O número de Reynolds e o número de Prandtl para o escoamento interno nas condições médias também são calculados, pelas equações 30 e 31, respectivamente.

$$Re_{dr} = \frac{4(2\dot{m})}{N_{tr} \pi d_i \overline{\mu_{ab}}} \quad (30)$$

$$Pr_{ab} = \frac{\overline{c_{pab}} \cdot \overline{\mu_{ab}}}{\overline{k_{ab}}} \quad (31)$$

Calculado os números de Reynolds e Prandtl calcula-se o número de Nusselt para fluxo interno, com base no tipo de fluxo, como mostra Eq. 32.

$$Nu_{dr} = \begin{cases} 3,66 & \text{Laminar } Re < 2300 \\ 0,023 Re_{dr}^{4/5} Pr_{ab}^{0,4} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (33)$$

Para o cálculo da queda de pressão na tubulação, antes é necessário calcular o fator de atrito que é função do número de Reynolds.

$$f_{ab} = \begin{cases} \frac{64}{Re_{dr}} & \text{Laminar } Re < 2300 \\ [0,79 \cdot \ln(Re_{dr}) - 1,64]^{-2} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (34)$$

A queda de pressão nos tubos do recuperador, Eq. 35.

$$\Delta P_{a-b} = \frac{f_{ab} \cdot L_{ab} \cdot \overline{\rho_{ab}} \cdot V_{ab}^2}{2 \cdot d_i} \quad (35)$$

Agora é possível o calculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e a parede interior dos tubos do trocador intermediário, como mostra equação 36.

$$h_{cab} = \frac{Nu_{dr} \cdot \overline{k_{ab}}}{d_i} \quad (36)$$

Análise do escoamento interno pelas placas do trocador intermediário

As propriedades termodinâmicas médias dos gases de exaustão que entram no recuperador são obtidas através da média dos estados de entrada e de saída do escoamento.

$$\overline{k_{2a,2b}} = \frac{k_{2a} + k_{2b}}{2} \quad (37)$$

$$\overline{\mu_{2a,2b}} = \frac{\mu_{2a} + \mu_{2b}}{2} \quad (38)$$

$$\overline{\rho_{2a,2b}} = \frac{\rho_{2a} + \rho_{2b}}{2} \quad (39)$$

$$\overline{c_{p2a,2b}} = \frac{c_{p2a} + c_{p2b}}{2} \quad (40)$$

A velocidade mássica do fluxo (G_r) em função da vazão mássica (\dot{m}) e dos parâmetros geométricos σ e A_{fr} (KAKAÇ, 2002).

$$G_r = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (41)$$

O número de Reynolds e Prandtl para escoamento sobre as placas são:

$$Re_{D_h} = \frac{D_h G_r}{\overline{\mu_{2a,2b}}} \quad (42)$$

$$Pr_{2-1,2-2} = \frac{\overline{c_{p2-1,2-2}} \cdot \overline{\mu_{2-1,2-2}}}{k_{2-1,2-2}} \quad (43)$$

Outro parâmetro importante a ser calculado é o fator j de Colburn (j_H) este fator é função do número de Reynolds e do tipo de trocador compacto. Para o trocador de tubos e placas contínuas, é calculado como mostra equação 44.

$$j_{H_{2a,2b}} = m \cdot Re_{D_h}^n \quad (44)$$

Onde m e n são parâmetros que dependem da configuração do trocador, para os trocadores escolhidos para o estudo tipo 8.0 – 3/8 T e 7.75 – 5/8 T (KAYS & LONDON, 1964).

Herreira (2012) utilizando os gráficos gerados pelo estudo de Kays & London deduziu as seguintes funções para cálculo do fator de Colburn para os tipos de trocador de calor compacto estudados, como mostra a Tabela 5.1 do item 5.1.4

Outro parâmetro a ser calculado é número de Stanton (S_t) que é calculado em função do fator de Colburn (j_h) e do número de Prandtl (Pr), como mostra equação 45.

$$St_{2-1,2-2} = \frac{j_{H_{2-1,2-2}}}{Pr_{2-1,2-2}^{\frac{2}{3}}} \quad (45)$$

O fator de atrito de trocadores de calor compactos além de ser em função do número de Reynolds, ele varia em função do tipo de trocador estudado para trocador do tipo tubos aletado (placas contínuas), tem-se:

$$f = q \cdot Re_{D_h}^r \quad (46)$$

Onde q e r dependem do tipo de trocador de calor, para os trocadores de calor estudados, a Tabela 5.2 apresentado no item 5.1.4 mostra o fator de atrito para os dois trocadores estudado.

A queda de pressão nas placas contínuas do recuperador pode ser calculada em função de parâmetros como volumes específicos de entrada e de saída do fluido, como mostra equação 47.

$$\Delta P_{2-1,2-2} = \frac{G_r^2 v_{ent,2-1}}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{sai,2-2}}{v_{ent,2-1}} - 1 \right) + f_{2-1,2-2} \frac{\alpha V}{\sigma A_{fr}} \frac{v_{ent,2-1} + v_{sai,2-2}}{2v_{ent,2-1}} \right] \quad (48)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que passa através das placas e a superfície de troca de calor do lado quente é:

$$h_{c_{2-1,2-2}} = St \cdot G_r \cdot \overline{c_{p_{2-1,2-2}}} \quad (49)$$

Cálculo da área de troca de calor do trocador intermediário

A área de troca do recuperador foi determinada utilizando o método da Diferença de Temperatura média Logarítmica (DTML). O primeiro passo é determinar o coeficiente global de transferência de calor que depende do coeficiente de transferência de calor por convecção (h_{cab} e $h_{c_{2-1,2-2}}$), da eficiência de troca de calor da aleta (η_o) e da razão entre as áreas de troca fria e quente (A_i/A_r). Como a área de troca de calor não é a mesma para o lado quente e frio será tomado o coeficiente para lado quente (fora dos tubos).

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_{c_{2-1,2-2}}} + \frac{1}{h_{cab} \left(\frac{A_i}{A_r} \right)}} \quad (50)$$

O método DTML, é utilizado para cálculo do ΔT_{mt} , o óleo térmico e os gases de exaustão da turbina circulam em fluxo cruzado dentro do trocador de calor. A diferença média logarítmica é calculada pela equação 51.

$$\Delta T_1 = T_a - T_{2-2} \quad (51a)$$

$$\Delta T_2 = T_b - T_{2-1} \quad (51b)$$

$$\Delta T_{mt_r} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (51)$$

Para o cálculo da área de troca de calor do recuperador, Eq. 52.

$$A_r = \frac{\dot{Q}_{ab}}{U_r \Delta T_{mt_r}} \quad (52)$$

APÊNDICE B - Condensador

O condensador será resfriado a água que escoará dentro dos tubos do trocador fluido frio, e no lado quente escoará o fluido orgânico. Na saída do condensador será considerado que fluido orgânico encontra-se no estado de líquido saturado (ponto 5).

Balanco térmico do condensador

Estabelecidos os arranjos dos fluxos e a alocação dos fluidos no condensador, é possível realizar balanço térmico do condensador. A figura 4 mostra o esquema do condensador.

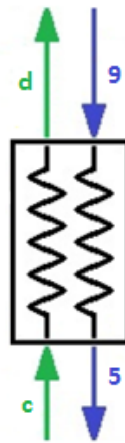


Figura B. 1 Esquema do condensador

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

$$\dot{Q}_{5b5} = \dot{m}(h_{5b} - T_5) \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_a c_{p_a} (T_d - T_c) \quad (54)$$

Onde \dot{m}_a e c_{p_a} a vazão mássica de água e calor específico a pressão constante da água, respectivamente.

Características geométricas do condensador

d_{oc} : diâmetro externo do tubo

d_{ic} : diâmetro interno do tubo

a_c : distância entre as placas

e_c : espessura da placa

p_c : distância entre os tubos da mesma coluna do arranjo

s_c : distância entre as colunas do tubo

D_{hc} : diâmetro hidráulico do fluxo externo

α_c : razão entre a área de transferência de calor e volume total

A_{ac}/A_c : razão entre a área das aletas e área total de troca de calor

σ_a : razão entre área mínima do escoamento livre e a área frontal

O cálculo da razão entre as áreas de troca de calor fria e quente (A_{ic}/A_c).

$$\frac{A_{ic}}{A_c} = \frac{\pi d_c a_c}{2 \left(s_c \cdot p_c - \frac{\pi d_{oc}^2}{4} \right) + \pi d_{oc} (a_c - e_c)} \quad (55)$$

O volume total do trocador de calor (V_T), equação 63.

$$V_T = \frac{A_c}{\alpha_c} \quad (56)$$

Comprimento de cada tubo do condensador (L_c), equação 57.

$$L_c = \frac{A_c}{\alpha_c \cdot s_c \cdot p_c \cdot N_{tc}} \quad (57)$$

Área frontal (A_{frc}), equação 57.

$$A_{frc} = B \cdot L_c \quad (58)$$

Área de fluxo livre (A_{ffc}), equação 59.

$$A_{ffc} = \sigma_c \cdot A_{frc} \quad (59)$$

➤ Cálculo da eficiência da Aleta

As mesmas considerações realizadas no item 5.2 para aproximação da aleta retangular em uma aleta circular para o calculo da eficiência da aleta podem ser realizadas aqui, deste modo tem-se:

Raio r_2 :

$$r_{2c} = \sqrt{\frac{s_c \cdot p_c}{\pi}} \quad (60)$$

Raio r_1 :

$$r_{1c} = \frac{d_{oc}}{2} \quad (61)$$

Perímetro da aleta do condensador (P_c):

$$P_c = 2\pi r_{2c} \quad (62)$$

Área convectiva da aleta (A_{cc}):

$$A_{cc} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_{1c}^2) \quad (63)$$

Comprimento corrigido da aleta (I_{ac}):

$$I_{ac} = r_{2c} - r_{1c} + \frac{e_c}{2} \quad (64)$$

O fator m para caçulo da eficiência da aleta:

$$m = \sqrt{\frac{h_{c95} P_c}{k_f A_{cc}}} \quad (65)$$

Eficiência da aleta do condensador ($\eta_{f,c}$):

$$\eta_{f,c} = \frac{\tanh(m \cdot I_{ac})}{m \cdot I_{ac}} \quad (66)$$

A eficiência de troca de calor da superfície do lado quente ($\eta_{o,c}$):

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{ac}}{A_c} (1 - \eta_{f,c}) \quad (67)$$

O cálculo da velocidade mássica (G_c) em função da vazão mássica (\dot{m}) e dos parâmetros geométricos σ e A_{fr} .

$$G_c = \frac{\dot{m}}{\sigma_c A_{fr_c}} \quad (68)$$

Análise do escoamento interno dos tubos do condensador

Pelos tubos do condensador vai circular água, para troca de calor com fluido orgânico. As propriedades termodinâmicas foram encontradas utilizando a temperatura média ($\overline{T_{cd}}$) a partir das temperaturas de entrada (T_c) e de saída (T_d), como mostra equação 69.

$$\overline{T_{cd}} = \frac{T_c + T_d}{2} \quad (69)$$

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

$$\rho_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (70)$$

$$\mu_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (71)$$

$$c_{pc} = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (72)$$

$$k_c = f(P_{cd}, \overline{T_{cd}}) \quad (73)$$

A área transversal dos tubos do condensador em função do diâmetro interno (d_i), Equação 74.

$$A_{tc} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (74)$$

A velocidade média da água que passa pela tubulação do condensador é função da vazão mássica em cada tudo, considerando um único passo por tubo Equação 75.

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{N_{tc} \rho_c A_{tc}} \quad (75)$$

Onde:

\dot{m}_c : vazão mássica total de água

N_{tc} : número total de tubos

Para o escoamento nos tubos foram calculados os números de Reynolds e Prandtl.

$$Re_{dc} = \frac{4\dot{m}_c}{N_{tc} \pi d_c \mu_c} \quad (76)$$

$$Pr_{cd} = \frac{c_{pc} \mu_c}{k_c} \quad (77)$$

O número de Nusselt que é calculado em função dos números de Reynolds e Prandtl, de acordo com tipo de escoamento como mostra Equação 78.

$$Nu_c = \begin{cases} 3,66 & \text{Laminar } Re < 2300 \\ 0,023 Re_{dc}^{4/5} Pr_{cd}^{0,4} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (78)$$

O cálculo do fator de atrito na tubulação em função do número de Reynolds, Equação 79.

$$f_c = \begin{cases} \frac{64}{Re_{dc}} & \text{Laminar } Re < 2300 \\ [0,79 \cdot \ln(Re_{dc}) - 1,64]^{-2} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (79)$$

Calculado o fator de atrito é possível determinar a queda de pressão nos tubos do condensador, Equação 80.

$$\Delta P_{c-d} = \frac{f_c \cdot L_c \cdot \rho_c \cdot V_c^2}{2d_{ic}} \quad (80)$$

Portanto, o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido de resfriamento (água) e a parede interna dos tubos do condensador, é:

$$h_{cd} = \frac{Nu_c \cdot k_c}{d_{ic}} \quad (81)$$

Análise do escoamento interno pelas placas do condensador

Ao entrar no condensador o fluido orgânico que sai da turbina está no estado de vapor saturado, e ao sair do condensador encontra-se no estado de líquido saturado, ou seja, dentro do condensador ocorre uma mudança de fase o fluido passa de gasoso para líquido. As propriedades termodinâmicas desses dois estágios podem ser bem distintas e uma simples média aritmética com as propriedades de entrada e de saída nem sempre é correto e requer uma justificativa adequada (HERREIRA, 2012).

Um modo correto é assumir a saturação em função do título uma vez que com a mudança de estado o título varia de zero a um, como exemplo utilizou-se a viscosidade em função do título, Equação 91.

$$\bar{\mu} = x \cdot \mu_v + (1 - x) \mu_L \quad (82)$$

Onde os subscritos v e L correspondem as propriedades de vapor saturado e líquido saturado respectivamente.

Deste modo, para calculo da viscosidade cinemática média seria necessário a integração da equação da viscosidade em função do título e dividi-la pelo intervalo do título (0-1), Equação 83.

$$\overline{\mu_{95}} = \frac{\int_0^1 [x \cdot \mu_9 + (1 - x) \mu_5] dx}{\Delta x} = \frac{\left[\frac{x^2}{2} (\mu_9 - \mu_5) + (x) \mu_5 \right]_0^1}{1 - 0} \quad (83)$$

Substituindo dos valores de x , tem-se:

$$\overline{\mu}_{95} = \frac{\mu_9 + \mu_5}{2} \quad (84)$$

A mesma analogia pode ser feita para o cálculo da condutividade térmica:

$$\overline{k}_{95} = \frac{k_9 + k_5}{2} \quad (85)$$

O número de Prandtl médio é obtido através dos números de Prandtl das fases líquida (ponto 5) e gasosa (ponto 9).

$$Pr_5 = \frac{c_{p5} \cdot \mu_5}{k_5} \quad (86)$$

$$Pr_9 = \frac{c_{p9} \cdot \mu_9}{k_9} \quad (87)$$

$$\overline{Pr}_{95} = \frac{Pr_9 + Pr_5}{2} \quad (88)$$

Cálculo do número de Reynolds, Equação 89.

$$Re_{D_{h,c}} = \frac{D_{h,c} \cdot G_c}{\overline{\mu}_{95}} \quad (89)$$

O cálculo do fator de j de Colburn (j_H) este fator é função do número de Reynolds e do tipo de trocador compacto. Para o trocador de tubos e placas contínuas, é calculado como mostra Equação 90.

$$j_{H_{95}} = x \cdot Re_{D_h}^y \quad (90)$$

Onde x e y são parâmetros que dependem da configuração do trocador, como o trocador de calor estudado para o condensador é mesmo utilizado o fator de Colburn não muda e calculado do mesmo modo mostrado na tabela 5.1 do item 5.1.4.

Do mesmo modo o fator de atrito de trocadores de calor compactos além de ser em função do número de Reynolds, ele vai variar em função do tipo de trocador estudado para trocador do tipo tubos com placas contínuas, tem-se:

$$f_{95} = m \cdot Re_{D_{h,c}}^n \quad (91)$$

Onde m e n dependem do tipo de trocador de calor, e como trocador continua o mesmo do estudado para recuperador o fator de atrito mostrado na Tabela 5.2 no item 5.1.4 não varia.

Cálculo do número de Stanton:

$$St_{95} = \frac{j_{H_{95}}}{Pr_{95}^{1/3}} \quad (92)$$

A queda de pressão entre as placas do condensador, Equação 93.

$$\Delta P_{9-5} = \frac{G_c^2 v_9}{2} \left[(1 + \sigma_c^2) \left(\frac{v_5}{v_9} - 1 \right) + f_{95} \frac{\alpha_c V_T}{\sigma_c A_{fr_c}} \frac{v_9 + v_5}{2v_9} \right] \quad (93)$$

Portanto, o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que atravessa as placas (Tolueno) e a superfície do lado quente, Equação 94.

$$h_{c_{95}} = St_{95} \cdot G_c \cdot \overline{c_{p_{95}}} \quad (94)$$

Cálculo da área de troca de calor do condensador

O coeficiente global de transferência de calor do lado quente, equação 95.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{o,c} h_{c_{95}}} + \frac{1}{h_{cd} \left(\frac{A_{i,c}}{A_c} \right)}} \quad (95)$$

A diferença média logarítmica é calculada pela Equação 96.

$$\Delta T_3 = T_9 - T_d \quad (96a)$$

$$\Delta T_4 = T_5 - T_c \quad (96b)$$

$$\Delta T_{mlt_c} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_4}{\ln \left(\frac{\Delta T_3}{\Delta T_4} \right)} \quad (96)$$

A área de troca de calor no lado quente do condensador, Equação 97.

$$A_c = \frac{Q_{5b5}}{U_c \Delta T_{mlt_c}} \quad (97)$$

APÊNDICE C – Recuperador

Neste apêndice será apresentado o modelo matemático detalhado para dimensionamento do recuperador.

Balço térmico do recuperador

O calor trocado no recuperador é igual ao produto da vazão mássica do fluido de trabalho pela diferença de entalpias dos estados na entrada e na saída do recuperador, tanto no lado onde circula o fluido frio (processo 6-6b), como no lado circula o fluido quente (processo 9-5b).

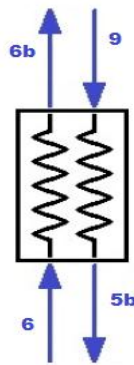


Figura C. 1 Esquema do recuperador

Para o fluido a ser pré-aquecido (lado frio) o fluxo de calor é dado pela Eq. 98.

$$\dot{Q}_{66b} = \dot{m}(h_{6b} - h_6) \quad (98)$$

O fluido superaquecido (lado quente) o fluxo de calor é dado pela Eq. 99.

$$\dot{Q}_{95b} = \dot{m}(h_9 - h_{5b}) \quad (99)$$

Características geométricas do recuperador

d_{or} : diâmetro externo do tubo

d_{ir} : diâmetro interno do tubo

a_r : distância entre as placas

e_r : espessura da placa

p_r : distância entre os tubos da mesma coluna do arranjo

s_r : distância entre as colunas do tubo

D_{hr} : diâmetro hidráulico do fluxo externo

A_r : razão entre a área de transferência de calor e volume total

A_{ar}/A_c : razão entre a área das aletas e área total de troca de calor

σ_r : razão entre área mínima do escoamento livre e a área frontal

O cálculo da razão entre as áreas de troca de calor fria e quente (A_{ir}/A_c).

$$\frac{A_{ir}}{A_c} = \frac{\pi d_r a_r}{2 \left(s_c \cdot p_c - \frac{\pi d_{oc}^2}{4} \right) + \pi d_{oc} (a_c - e_c)} \quad (100)$$

O volume total do trocador de calor (V_{Tr}), Equação 101.

$$V_{Tr} = \frac{A_r}{\alpha_r} \quad (101)$$

Comprimento de cada tubo do condensador (L_c), Equação 102.

$$L_r = \frac{A_r}{\alpha_r \cdot s_r \cdot p_r \cdot N_{tr}} \quad (102)$$

Área frontal (A_{fr}), Equação 103.

$$A_{fr_r} = B \cdot L_r \quad (103)$$

Área de fluxo livre (A_{ff}), Equação 104.

$$A_{ff_r} = \sigma_r \cdot A_{fr_r} \quad (104)$$

➤ Cálculo da eficiência da Aleta

As mesmas considerações realizadas no item 5.2 para aproximação da aleta retangular em uma aleta circular para o calculo da eficiência da aleta podem ser realizadas aqui, deste modo tem-se:

Raio r_2 :

$$r_{2r} = \sqrt{\frac{s_r \cdot p_r}{\pi}} \quad (105)$$

Raio r_1 :

$$r_{1r} = \frac{d_{or}}{2} \quad (106)$$

Perímetro da aleta do recuperador (P_r):

$$P_r = 2\pi r_{2r} \quad (107)$$

Área convectiva da aleta (A_{cr}):

$$A_{cr} = 2\pi(r_{2r}^2 - r_{1r}^2) \quad (108)$$

Comprimento corrigido da aleta (I_{ar}):

$$I_{ar} = r_{2r} - r_{1r} + \frac{e_r}{2} \quad (109)$$

O fator m para caçulo da eficiência da aleta:

$$m = \sqrt{\frac{h_{c95} P_r}{k_f A_{cr}}} \quad (110)$$

Eficiência da aleta do condensador ($\eta_{f,c}$):

$$\eta_{f,r} = \frac{\tanh(m \cdot I_{ar})}{m \cdot I_{ar}} \quad (111)$$

A eficiência de troca de calor da superfície do lado quente ($\eta_{o,c}$):

$$\eta_{o,r} = 1 - \frac{A_{ar}}{A_r} (1 - \eta_{f,r}) \quad (112)$$

O cálculo da velocidade mássica (G_r) em função da vazão mássica (\dot{m}) e dos parâmetros geométricos σ e A_{fr} .

$$G_r = \frac{\dot{m}}{\sigma_r A_{fr}} \quad (113)$$

Análise do escoamento interno dos tubos do recuperador

Pelos tubos do recuperador vai circular fluido orgânico, para troca de calor com fluido orgânico que sai da turbina. As propriedades médias do fluido orgânico foram calculadas a partir das propriedades já conhecidas de entrada e de saída do recuperador. Como mostra as Eqs 114 a 117.

$$\overline{k_{66b}} = \frac{k_6 + k_{6b}}{2} \quad (114)$$

$$\overline{\mu_{66b}} = \frac{\mu_6 + \mu_{6b}}{2} \quad (115)$$

$$\overline{c_{p66b}} = \frac{c_{p6} + c_{p6b}}{2} \quad (116)$$

$$\overline{\rho_{66b}} = \frac{\rho_6 + \rho_{6b}}{2} \quad (117)$$

A área transversal dos tubos do condensador em função do diâmetro interno (d_i), Eq. 118.

$$A_{tc} = \frac{\pi d_{ir}^2}{4} \quad (118)$$

A velocidade média da água que passa pela tubulação do condensador é função da vazão mássica em cada tudo, considerando um único passo por tubo Equação 119.

$$V_r = \frac{N_p \dot{m}_c}{N_{tc} \rho_c A_{tc}} \quad (119)$$

Onde:

\dot{m}_c : vazão mássica total de água

N_{tc} : número total de tubos

N_p : número de passes

Para o escoamento nos tubos foram calculados os números de Reynolds e Prandtl.

$$Re_{dc} = \frac{4 \dot{m}_c N_p}{N_{tc} \pi d_c \mu_c} \quad (120)$$

$$Pr_{cd} = \frac{\overline{c_{p66b}} \overline{\mu_{66b}}}{k_{66b}} \quad (121)$$

O número de Nusselt que é calculado em função dos números de Reynolds e Prandtl, de acordo com tipo de escoamento como mostra Equação 122.

$$Nu_r = \begin{cases} 3,66 & \text{Laminar } Re < 2300 \\ 0,023 Re_{dc}^{4/5} Pr_{cd}^{0,4} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (122)$$

O cálculo do fator de atrito na tubulação em função do número de Reynolds, Equação 123.

$$f_r = \begin{cases} \frac{64}{Re_{dc}} & \text{Laminar } Re < 2300 \\ [0,79 \cdot \ln(Re_{dc}) - 1,64]^{-2} & \text{Turbulento } Re > 10000 \\ \text{Turbulento} & 2300 < Re < 10000 \end{cases} \quad (123)$$

Calculado o fator de atrito é possível determinar a queda de pressão nos tubos do condensador, Equação 124.

$$\Delta P_{6-6b} = \frac{f_r \cdot L_r \cdot \overline{\rho}_{66b} \cdot V_r^2}{2d_{ic}} \quad (124)$$

Portanto, o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido de resfriamento e a parede interna dos tubos do condensador, é:

$$h_{cr} = \frac{Nu_r \cdot \overline{k}_{66b}}{d_{ir}} \quad (125)$$

Análise do escoamento interno pelas placas do recuperador

As propriedades termodinâmicas médias dos fluido orgânico na saída da turbina e que entram no recuperador são obtidas através da média dos estados de entrada e de saída do escoamento.

$$\overline{K}_{95b} = \frac{K_9 + K_{5b}}{2} \quad (126)$$

$$\overline{\mu}_{95b} = \frac{\mu_9 + \mu_{5b}}{2} \quad (127)$$

$$\overline{\rho}_{95b} = \frac{\rho_9 + \rho_{5b}}{2} \quad (128)$$

$$\overline{c}_{p95b} = \frac{c_{p9} + c_{p5b}}{2} \quad (129)$$

A velocidade mássica do fluxo (G_r) em função da vazão mássica (\dot{m}) e dos parâmetros geométricos σ e A_{fr} (KAKAÇ, 2002).

$$G_r = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (130)$$

O número de Reynolds e Prandtl para escoamento sobre as placas são:

$$Re_{D_h} = \frac{D_h G_r}{\mu_{66b}} \quad (131)$$

$$Pr_{95b} = \frac{\overline{c_{p95b}} \cdot \overline{\mu_{95b}}}{k_{95b}} \quad (132)$$

Cálculo do fator de j de Colburn (j_H)

$$j_{H_{95b}} = m \cdot Re_{D_h}^n \quad (133)$$

Onde m e n são parâmetros que dependem da configuração do trocador, para os trocadores escolhidos para o estudo tipo 8.0 – 3/8 T e 7.75 – 5/8 T (KAYS & LONDON, 1964).

Herreira (2012) utilizando os gráficos gerados pelo estudo de Kays & London deduziu as seguintes funções para cálculo do fator de Colburn para os tipos de trocador de calor compacto estudados, como mostra a Tabela 5.1 do item 5.1.4

Cálculo do número de Stanton (St), Eq. 134.

$$St_{95b} = \frac{j_{H_{95b}}}{Pr_{95b}^{\frac{2}{3}}} \quad (134)$$

Cálculo do fator de atrito, Eq. 135.

$$f = q \cdot Re_{D_h}^r \quad (135)$$

Onde q e r dependem do tipo de trocador de calor, para os trocadores de calor estudados, a Tabela 5.2 apresentado no item 5.1.4 mostra o fator de atrito para os dois trocadores estudado.

A queda de pressão nas placas contínuas do recuperador pode ser calculada em função de parâmetros como volumes específicos de entrada e de saída do fluido, como mostra Equação 136.

$$\Delta P_{95b} = \frac{G_r^2 v_{ent,9}}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{sai,5b}}{v_{ent,9}} - 1 \right) + f_{66b} \frac{\alpha V}{\sigma A_{fr}} \frac{v_{ent,9} + v_{sai,5b}}{2 v_{ent,9}} \right] \quad (136)$$

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido que passa através das placas e a superfície de troca de calor do lado quente é:

$$h_{c_{95b}} = St \cdot G_r \cdot \overline{c_{p_{95b}}} \quad (137)$$

Cálculo da área de troca de calor do recuperado

A área de troca do recuperador foi determinada utilizando o método da Diferença de Temperatura média Logarítmica (DTML). O primeiro passo é determinar o coeficiente global de transferência de calor que depende do coeficiente de transferência de calor por convecção ($h_{c_{66b}}$ e $h_{c_{95b}}$), da eficiência de troca de calor da aleta (η_o) e da razão entre as áreas de troca fria e quente (A_i/A_r). Como a área de troca de calor não é a mesma para o lado quente e frio será tomado o coeficiente para lado quente (fora dos tubos).

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o h_{c_{95b}}} + \frac{1}{h_{c_{66b}} \left(\frac{A_i}{A_r}\right)}} \quad (138)$$

O método DTML, é utilizado para cálculo do ΔT_{mlt} , o óleo térmico e os gases de exaustão da turbina circulam em fluxo cruzado dentro do trocador de calor. A diferença média logarítmica é calculada pela Eq. 139.

$$\Delta T_1 = T_9 - T_{6b} \quad (139a)$$

$$\Delta T_2 = T_6 - T_{5a} \quad (139b)$$

$$\Delta T_{mlt_r} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (139)$$

Para o cálculo da área de troca de calor do recuperador, Eq. 140.

$$A_r = \frac{\dot{Q}_{66b}}{U_r \Delta T_{mlt_r}} \quad (140)$$

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARORA, R.; Refrigeration and Air Conditioning, PHI Learning, 2010.

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.

BRASIL líder mundial na operação de FPSO. Sinaval 2015. < <http://sinaval.org.br/2015/09/brasil-e-lider-mundial-na-operacao-de-fpsos/> >. Acesso em: 15.06.16.

BUNDELA, S., CHAWLA, V., **Sustainable Development through Waste Heat Recovery**, American Journal of Environmental Sciences, 2010, 6.

CAYER E., GALANIS N., NESREDDINE H. **Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source**. Applied energy, v.87, p.1349-1357, 2010.

CHEW J. M., REDDY C.C.S, RANGAIAH G.P. **Improving energy efficiency of dividing-wall columns using heat pumps, Organic Rankine Cycle and Kalina Cycle**. Chemical Engineering and Processing, v.76, p.45-59, 2014.

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.

DA SILVA, J., **Projeto de um ciclo Rankine Orgânico para produção de 1MW de eletricidade**. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2010. Portugal.

FALTISEN, O. M. **Ocean Technology Series – Sea Loads on Ships and Offshore Structures**. 1^a ed. Cambridge University Press, 1998.

GANG, P., JING, L., JIE, J., **Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle**. Applied Thermal Engineering v.30, p.998-1104, 2010.

GOTELIP, T. C. V., **Implantação de Sistema ORC em uma Unidade Flutuante de Produção, Armazenamento e Transferência de Petróleo**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2015. Itajubá, MG, Brasil

HE, C., LIU, C.; ZHOU, M.; et al. **A new selection principle of working fluids for subcritical organic Rankine cycle coupling with diferente heat sources**. Energy, v.68, p. 283-291, 2014.

HERRERIA, E., **Simulação de um ciclo Rankine Orgânico acionado por energia solar**. M. Sc Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2012.

HESSELGREAIVES, J. E. **Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation**, ISBN 10: 0080428398 / 0-08-042839-8, ISBN 13: 780080428390, 2001.

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.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Ed. John Wiley & Sons, 2002.

KAKAÇ, S.; LIU H. **Heat Exchanger: Selection, Rating and Thermal Design**. Ed. CRC Press LLC; Florida, USA, 2002.

KAYS, W. M. AND LONDON, A. L. **Compact Heat Exchanger**, McGRAW-Hill Book Company, New York (Reprint Edition, 1998, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida) 1984.

KUPPAN, T., **Heat Exchanger Design Handbook**. Ed. New York, CRC Press, 2000.

MAIZZA, V., MAIZZA, A. **Fluids in Non-Steady flows for Waste Energy Recovery Systems.**, v. 16, n. 7, 1996.

MASCARENHAS, M., **Análise da Viabilidade Técnica e Econômica da Implantação de Sistemas de Cogeração Operando com um Ciclo Rankine Orgânico**, Trabalho final de graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014. Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

MUÑOZ, G., **Análise termodinâmica de um ciclo Rankine Orgânico utilizando fontes de energias renováveis**. Trabalho Final de Graduação, Universidade Federal de Itajubá, 2013. Itajubá, MG, Brasil.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; Okiishi, T. H. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. Ed. São Paulo: Blücher, 2004.

NGUYEN, T.; ELMEGARARD, B.; PIERROBON, L.; HAGLIND, F.; BREUHAUS, P. **Modeling and analysis of offshore energy systems on North Sea oil gas platforms.**, 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.

ÖZOSIK, M. N., **Transferência de calor – um texto básico**, Ed. Guanabara Koogan, Rio de Janeiro, 1990.

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

OLIVEIRA, N., R. **Análise Técnica e Econômica do Aproveitamento Energético do Calor Residual em Motores de Combustão Interna Usando o ORC**, Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá, 2016. Itajubá, MG, Brasil.

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.

PETROBRAS. Portal Petrobras. Disponível em: < <http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/estrategia> > Acesso em: 5/3/2015.

PETROBRAS. Blog fatos e dados. Disponível em: < <http://fatosedados.blogpetrobras.com.br/>> Acesso em: 5/3/2015.

PROJETO BG-18. **Recuperação de Calor Residual em Unidades FPSO Utilizando Ciclos Rankine não Convencionais**. 2014. Projeto P&D do Grupo GETEC, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, Brasil

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.

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.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEGROS, A.; GUILLAUME, L. **Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines**. International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 1-10, 2012.

QUOILIN, S., **Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Application**. D. Sc. Dissertation, Faculty of Applied Science of the University of Liège, Liège, Bélgica, 2011;

SHAH, R. K. **Classification of Heat Exchangers**, Ed. S. Kakaç, A. E. Bergles e F. Mayinger, Mc-Graw Hill Book Company, pp 537-558, 1980.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, P. D. **Fundamentals of Heat Exchangers Design**. Ed. John Wiley & Sons, 941p. 2003.

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

TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, **Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications**. Renewable and Sustainable Energy Reviews v. 15, p. 3963-3979, 2011.

TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, A. **Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle**. Applied thermal Engineering v. 29, p. 2468-2476, 2011.

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

THIAN H., SHU G., WEI H., LIANG X., LIU L. **Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE)**. Energy, v.47, p.125-136,2012.

TORRES, J. E. B. **Uso dos Ciclos Rankine Orgânicos para o aproveitamento do calor residual em Instalações de Produção de Petróleo e Gás**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. 2014. Florianópolis, SC, Brasil.

TURTON R., BAILIE R. C., WHITING W. B., SHAEIMETZ J. A. Synthesis and Design of Chemical Processes. 3^a Edição, 2008.

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

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.

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

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.