

Renata Maia Almeida dos Santos

**CONFIGURAÇÃO DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO DE 5 KW E
DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE SEU
CONDENSADOR**

Macaé – RJ

Março 2018

Renata Maia Almeida dos Santos

**CONFIGURAÇÃO DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO DE 5 KW E DIMENSIONAMENTO
TÉRMICO DE SEU CONDENSADOR**

Projeto de graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Rio de Janeiro *campus* - Macaé, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Universidade Federal do Rio de Janeiro – *campus* Macaé

Engenharia Mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso

Orientador: Prof. Dr. Diego Malagueta

Macaé – RJ

Março 2018

Renata Maia Almeida dos Santos

CONFIGURAÇÃO DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO DE 5 KW E DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE SEU CONDENSADOR

Projeto de graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Rio de Janeiro *campus* - Macaé, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Prof. Dr. Diego Malagueta

Prof. Dr. Marcelo Silva

Prof. Dr. Elisa Rocha

Eng. Lucas de Oliveira Alves

Macaé – RJ

Março 2018

Resumo

Atualmente o aumento da demanda energética mundial, a instabilidade dos preços de combustíveis convencionais e a crescente preocupação com o meio ambiente vem tornando cada vez mais necessária a diversificação da matriz energética voltada para fontes renováveis. Uma dessas opções é a energia solar térmica de alta potência, na forma de plantas de geração de energia elétrica através de concentradores solares (CSP). Plantas CSP que operam através de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC) têm demonstrado grande viabilidade para o cenário brasileiro, pelo fato de poderem operar com relativamente boa flexibilidade para lidar com variações da DNI (Irradiação solar direta normal) e da carga, num ciclo termodinâmico com temperaturas relativamente baixas e com instalações modulares de fácil implementação.

O objetivo principal deste trabalho é a configuração do ciclo termodinâmico ORC de 5KW de potência útil, a seleção do fluido de trabalho e o dimensionamento de um condensador que atenderá às demandas deste ciclo. O estudo apresentado possui como principal justificativa o projeto da construção de um protótipo de planta CSP de 5KW no campus UFRJ – Macaé. A metodologia utilizada para as análises do ciclo ORC e seleção do fluido orgânico de trabalho é baseada principalmente nos trabalhos de [Tchanche et al. \(2009\)](#) e [Sotomonte \(2015\)](#). Todo o dimensionamento equacionado do condensador é realizado de acordo com o método presente em [Kern \(1965\)](#). Como resultado deste trabalho foi possível obter o dimensionamento adequado e a apresentação de análises e comentários pertinentes referentes aos resultados e metodologias utilizadas, de maneira que espera-se contribuir para a fabricação deste protótipo, incentivando a nacionalização dos componentes de uma planta CSP-ORC.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico, Fluido de Trabalho Orgânico, Condensador

Abstract

Currently, the worldwide increased energy demand, the instability of conventional fuels prices and the rising environmental concerns make the diversification of the energy system focused in renewable sources increasingly necessary. One of these options is the high power solar energy, shaped in concentrated solar power plants (CSP). CSP power plants operating through an Organic Rankine Cycle (ORC) have shown great viability in the Brazilian scenery, due to the fact that it can operate with relatively good flexibility to deal with variable DNI (Direct Normal Irradiance) and load, with relatively low temperatures thermodynamic cycle and modular system of easy implementation.

The main objective of this project is the configuration of an ORC thermodynamic cycle that generate 5KW of useful power, the working fluid selection and the thermal design of a condenser that meets the demands of the cycle. The major reason of this study is the construction of a 5KW CSP power plant prototype in the UFRJ – Macaé campus. The methodologies used in the analysis of the ORC and selection of the organic working fluid are mainly based in the papers of [Tchanche et al. \(2009\)](#) e [Sotomonte \(2015\)](#). All of the equations used in the condenser design are according with the methodology described by [Kern \(1965\)](#). As result, this work provides a proper design and presents pertinent comments and analysis of the applied methodologies, that contribute to the fabrication of this prototype, encouraging the nationalization of the components of a ORC-CSP power plant.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Organic Working Fluid, Condenser

Lista de ilustrações

Figura 1 – Diagrama esquemático de uma planta CSP de pequeno porte com ciclo ORC.	2
Figura 2 – Evolução de mercado (esquerda) e divisão para cada aplicação em unidades instaladas (direita).	5
Figura 3 – Diagrama T vs. s do ciclo Rankine convencional.	6
Figura 4 – Componentes de um ciclo Rankine.	6
Figura 5 – Comparação entre os fluidos de trabalho.	8
Figura 6 – Diagrama T-s de alguns fluidos orgânicos utilizados em ciclos ORC e da água.	9
Figura 7 – Diagrama T-s para diferentes fluidos orgânicos evidenciando suas temperaturas e pressões críticas.	10
Figura 8 – Distribuição de Temperatura vs. Comprimento do tubo durante a condensação de um vapor saturado e vapor superaquecido.	11
Figura 9 – Trocador do tipo casco-tubo de um passe no casco e um passe no tubo.	12
Figura 10 – Trocadores casco-tubo.	13
Figura 11 – Classificação construtiva de trocadores de calor tipo casco-tubo.	14
Figura 12 – Características <i>Standard</i> de um trocador casco-tubo série BEM e uma identificação exemplificada.	15
Figura 13 – Layouts comuns de tubos em trocadores de calor	16
Figura 14 – Tipos de defletores	17
Figura 15 – Formas de condensação superficial.	18
Figura 16 – Diagrama T-s dos processos termodinâmicos do ciclo ORC com fluido de trabalho Heptano.	21
Figura 17 – Diagrama T-s do fluido orgânico heptano.	26

Lista de tabelas

Tabela 1 – Vantagens e desvantagens do ciclo ORC.	7
Tabela 2 – Parâmetros termodinâmicos de alguns fluidos de trabalho.	21
Tabela 3 – Condições iniciais de projeto do ciclo ORC.	26
Tabela 4 – Detalhamento das propriedades termodinâmicas do heptano no ciclo ORC.	27
Tabela 5 – Eficiências da turbina e da bomba.	27
Tabela 6 – Dados iniciais para o dimensionamento do condensador.	28
Tabela 7 – Propriedades do heptano e da água avaliadas em suas temperaturas médias e pressões de operação.	29
Tabela 8 – Características dimensionais, layout e número do feixe de tubos.	30
Tabela 9 – Dados do casco e defletores.	31
Tabela 10 – Eficiências encontradas e parâmetros médios fornecidos por Tchanche et al. (2009).	33
Tabela 11 – Características construtivas do condensador casco-tubo dimensionado.	33
Tabela 12 – Valores encontrados e assumidos dos parâmetros comparativos do método de Kern.	34
Tabela 13 – Valores totais das perdas de carga calculadas e permitidas no projeto.	34
Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas do heptano avaliadas na temperatura de filme e pressão de operação.	39

Lista de abreviaturas e siglas

CSP	<i>Concentrated Solar Power</i> ou Energia Solar Concentrada
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i> ou Irradiação Normal Direta
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> ou Ciclo Rankine Orgânico
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> ou Baixo potencial de destruição da camada de ozônio
GWP	<i>Global Warming Potential</i> ou Potencial de aquecimento global

Lista de símbolos

f_t	subscrito para “fluido de trabalho”.
a	subscrito para “água”.
ass	subscrito para “valor assumido”.
\dot{W}	Trabalho [kW]
\dot{Q}	Quantidade de calor [kW]
\dot{m}	Fluxo de massa [kg/s]
h	Entalpia [kJ/kg]
ν	Volume específico [m ³ /kg]
η	Eficiência
P	Pressão [kPa]
T_F	Temperatura fria [K]
T_Q	Temperatura quente [K]
T_i	Temperatura inicial [°C]
T_f	Temperatura final [°C]
T_s	Temperatura de saturação [°C]
c_p	Calor específico a pressão constante [J/gK]
ΔT	Média logarítmica das diferenças de temperaturas [°C]
A	Área [m ²]
U	Coefficiente global de troca térmica [kW/m ² K]
n_t	Número de tubos
h_i	Coefficiente de convecção nos tubos [W/m ² K]
h_e	Coefficiente de convecção no casco [W/m ² K]
R	Fator de incrustação [m ² K/W]

a''	Valor tabelado da área superficial de fluxo por comprimento de tubo [m ² /m]
L	Calor latente [kJ/kg]
D	Diâmetro referente ao casco [m]
d	Diâmetro referente aos tubos [m]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
k	Condutividade térmica [W/mK]
G	Fluxo de massa por área [kg/m ²]
G''	Fluxo de massa linear [kg/m s]
f	Fator de fricção
n_p	Número de passes nos tubos
s	Gravidade específica
B	Espaçamento dos defletores [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
u	Velocidade [m/s]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização do tema	1
1.2	Justificativa	2
1.3	Objetivos	3
1.4	Estrutura do trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Ciclo Rankine Orgânico	5
2.1.1	Conceito e Aplicações	5
2.1.2	Vantagens e Desvantagens: Comparação entre ORC e Rankine Convencional	7
2.2	Fluidos de Trabalho	7
2.2.1	Classificação	7
2.2.2	Fluidos Orgânicos vs. Água	8
2.2.3	Critérios de seleção	9
2.3	Condensador	11
2.3.1	Condensador casco-tubo	12
2.3.1.1	Classificação construtiva	13
2.3.1.2	Considerações para o <i>design</i> térmico	15
2.3.1.2.1	Casco	15
2.3.1.2.2	Tubo	16
2.3.1.2.3	Passo, layout e número de tubos	16
2.3.1.2.4	Passes nos tubos	16
2.3.1.2.5	Defletores	17
2.3.1.2.6	Fator de Incrustação	17
2.3.1.2.7	Designação dos fluidos para o casco e tubos	17
2.3.2	Condensação	18
3	METODOLOGIA	20
3.1	Configuração do Ciclo ORC	20
3.1.1	Escolha do fluido de trabalho	20
3.1.2	Análises termodinâmicas	20
3.2	<i>Design</i> Térmico do Condensador - Método de Kern	23
4	ANÁLISE DE RESULTADOS	26
4.1	Eficiência do ciclo ORC	26
4.2	Dimensionamento do condensador casco-tubo	28

4.3	Análise finais	32
5	CONCLUSÃO	35
	REFERÊNCIAS	36
	APÊNDICE A – CÁLCULOS DOS COEFICIENTES DE CONVECÇÃO	38
A.1	Coeficiente de convecção interno (nos tubos)	38
A.2	Coeficiente de convecção externos (casco)	38
A.2.1	Coeficiente de convecção para o resfriamento	38
A.2.2	Coeficiente de convecção para condensação	39
	APÊNDICE B – CÁLCULOS DA PERDA DE CARGA	41
B.1	Perda de carga da água (nos tubos)	41
B.2	Perda de carga do heptano (no casco)	41
B.2.1	Perda de carga no resfriamento	41
B.2.2	Perda de carga na condensação	42
B.2.3	Perda de carga total	42

1 Introdução

1.1 Contextualização do tema

Atualmente, o gerenciamento e produção de energia têm sido alvo de grandes discussões, devido ao aumento da demanda energética mundial, o esgotamento de combustíveis fósseis, a variação do preço da energia elétrica e problemas ambientais como o aquecimento global. Dentre as soluções sustentáveis existentes destaca-se a exploração de fontes alternativas e renováveis de energia, como por exemplo, a energia solar (BELLOS; TZIVANIDIS, 2017). Segundo Cometta (1998 apud BRAZIL, 2006), “A quantidade de energia solar que atinge a Terra em dez dias é equivalente a todas as reservas de combustível conhecidas”.

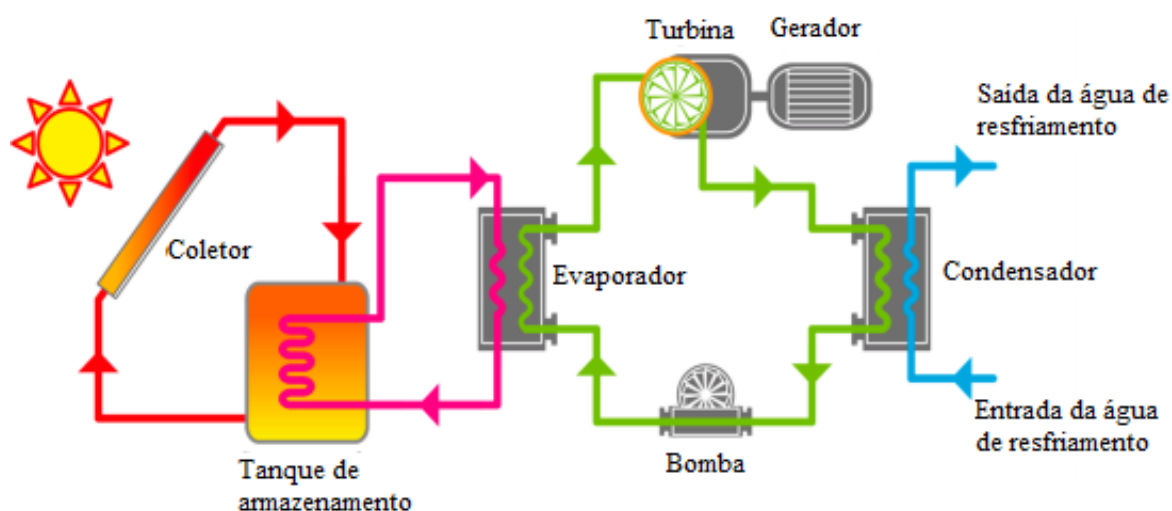
A utilização da radiação solar como fonte limpa e inesgotável de energia elétrica possui grande potencial no cenário brasileiro, de acordo com Brazil (2006) “[...] o Brasil recebe elevados níveis de incidência da radiação solar praticamente durante todos os meses do ano, inclusive no mês de junho, correspondente ao solstício de inverno para o Hemisfério Sul”, sendo a região Nordeste a de maior índice médio anual de radiação (segundo o Atlas Solarimétrico do Brasil (2000) e o Atlas de Irradiação Solar no Brasil (1998)) e, portanto, a que possui maior viabilidade. A viabilidade de implementação de plantas de energia solar possui grande importância principalmente em zonas rurais isoladas que poderiam passar a ter acesso à energia através de sistemas de pequeno porte.

De acordo com Soria (2016) o aproveitamento da energia solar térmica através da tecnologia de concentradores solares (CSP, do inglês *concentrated solar power*) chama muita a atenção dentro do setor de geração de energia no Brasil devido aos seguintes fatores: permitir hibridização com diversos combustíveis, possibilitar o armazenamento de energia térmica por várias horas, apresentar boas propriedades de despachabilidade, garante energia firme para o sistema elétrico nacional com alto fator de capacidade, e, pode também fornecer serviços suplementares ao sistema elétrico.

O funcionamento das usinas termelétricas CSP ocorre da seguinte maneira: a irradiação solar direta normal (DNI) é concentrada sobre um receptor, posicionado no foco do concentrador, para o aquecimento de um fluido de transferência de calor que fornecerá o calor necessário para um ou mais de um ciclo termodinâmico de potência (Rankine, Brayton, Stirling e ciclos combinados). Os concentradores solares geralmente possuem uma superfície refletora (espelho) com forma parabólica que direciona a DNI a um ponto focal, onde está instalado um receptor pelo qual escoar o fluido absorvedor de calor (KALOGIROU, 2009 apud SORIA, 2016).

Segundo Patil et al. (2017) geralmente a escolha da tecnologia utilizada nas plantas CSPs são baseadas nas temperaturas de operação e capacidade de geração de energia do projeto. Para projetos de geração de energia em escala de MW, ciclos como o Brayton ou Rankine convencionais são utilizados. Todavia, o ciclo Rankine orgânico permite a operação da planta CSP em menores temperaturas e oferece eficiências viáveis mesmo em níveis de capacidade variáveis entre poucos kW até poucos MW. Outro fato que vale ser ressaltado é que os fluidos orgânicos utilizados no ciclo ORC podem operar em temperaturas abaixo de 300°C, quando o uso de água/vapor como fluido de trabalho se torna ineficiente e economicamente inviável (TCHANCHE; PéTRISSANS; PAPADAKIS, 2014). A Figura 1 ilustra esquematicamente uma planta CSP de pequeno porte com ciclo ORC.

Figura 1 – Diagrama esquemático de uma planta CSP de pequeno porte com ciclo ORC.



Fonte: Adaptado de Baral et al. (2015).

O desenvolvimento do ciclo ORC teve início logo após o advento das máquinas a vapor em meados do século XIX. Apesar da visão apresentada por Carnot para a utilização de outros fluidos de trabalho além da água, somente na segunda metade do século XX que as análises termodinâmicas evidenciaram a flexibilidade inerente do ciclo ORC e sua capacidade de otimização de fontes de calor de baixa qualidade (BRONICKI, 2017).

1.2 Justificativa

O desenvolvimento do protótipo de uma planta CSP de potência útil de 5kW que opera com ciclo ORC na UFRJ campus-Macaé é a principal justificativa deste trabalho, que será utilizado como estudo parcial da planta, mais especificamente focado no ciclo ORC e no seu componente de resfriamento do fluido de trabalho, o condensador.

1.3 Objetivos

Diante do contexto apresentado, elaborou-se os seguintes objetivos para o presente trabalho:

- Selecionar o fluido orgânico de trabalho adequado para operar no ciclo ORC.
- Configurar do ciclo ORC a partir dos dados iniciais e do fluido de trabalho selecionado.
- Analisar os resultados termodinâmicos obtidos para o ciclo ORC, enfatizando a eficiência térmica.
- Fornecer a metodologia do dimensionamento térmico do condensador casco-tubo de maneira que o mesmo processo possa ser aplicado a diferentes dados iniciais.
- Realizar o dimensionamento térmico do condensador casco-tubo que deverá atender às demandas requeridas pelo ciclo ORC.
- Comparar os resultados obtidos através dos cálculos e os supostos pelo método de Kern e averiguar a validade dos mesmos.

1.4 Estrutura do trabalho

Além deste capítulo introdutório, o conteúdo deste trabalho encontra-se organizado em mais quatro capítulos:

- No Capítulo 2 é feita uma revisão da literatura sobre o Ciclo ORC, fluido de trabalho e condensadores de maneira geral e do tipo específico casco-tubo. Primeiramente, o conceito e aplicações do ciclo ORC, assim como as suas vantagens são apresentados. A revisão sobre o fluido é focada em suas classificações e estudos sobre os critérios de seleção. Por fim, são feitas as considerações teóricas do condensador casco-tubo, incluindo a classificação construtiva e a descrição breve dos principais componentes que o compõem.
- No Capítulo 3 a metodologia e equacionamento de análise e configuração do ciclo ORC, incluindo os critérios de seleção do fluido de trabalho especificamente para este trabalho são explicitados. Adicionalmente, o passo a passo do método Kern para o dimensionamento térmico do condensador é detalhado.
- No Capítulo 4 os dados iniciais escolhidos como premissas deste trabalho são apresentados e aplicados à metodologia presente no Capítulo 3. A seleção do fluido de trabalho é feita, assim como as análises termodinâmicas do ciclo ORC

resultante. Neste capítulo também são analisados e comentados os resultados obtidos durante o dimensionamento do condensador casco-tubo.

- No Capítulo 5 são apresentadas as considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

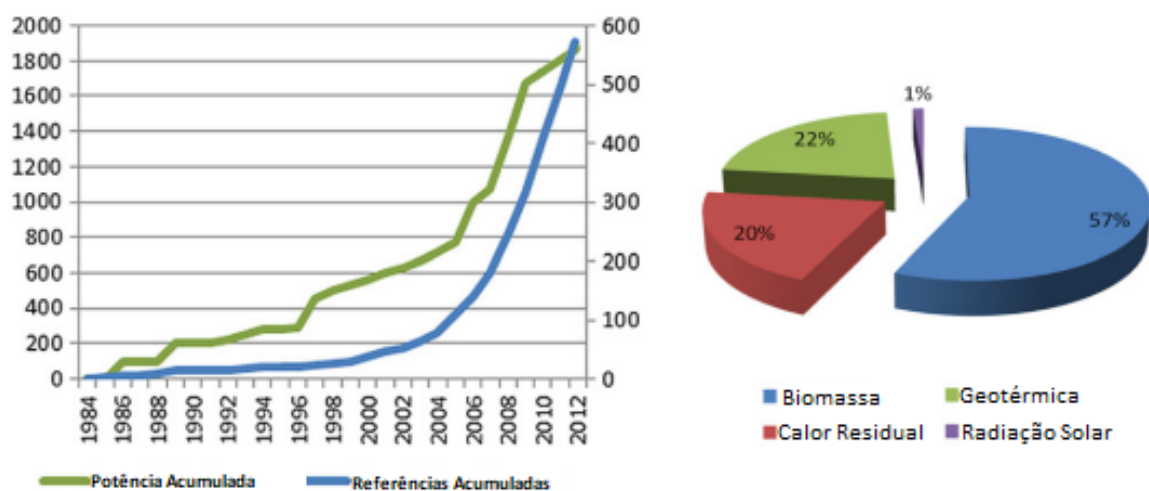
2.1 Ciclo Rankine Orgânico

2.1.1 Conceito e Aplicações

Nos últimos anos, o Ciclo Rankine Orgânico (ORC) tem se tornado uma área de intensa pesquisa e aparece como uma tecnologia promissora na conversão de calor em trabalho útil ou eletricidade. A fonte de calor pode ser de diversas origens: radiação solar, combustão de biomassa, geotérmica ou calor residual de fábricas. Diferente do ciclo Rankine convencional, onde a água é o fluido de trabalho, Ciclos Rankines Orgânicos utilizam fluidos orgânicos, como refrigerantes ou hidrocarbonetos. Em comparação com a água os fluidos orgânicos elevam a eficiência do ciclo em situações em que a máxima temperatura alcançada é baixa e/ou a planta é de pequeno porte (TCHANCHE et al., 2009; DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007).

Desde a instalação das primeiras plantas ORC, em 1980, tem sido registrado um crescimento exponencial no uso desta tecnologia (Figura 2) e no ano de 2011 na Europa já existiam entre 120 e 150 plantas ORC (CROWE, 2011 apud SOTOMONTE, 2015). Através da Figura 3 também pode ser visualizada a divisão de utilização para as diferentes fontes de calor, evidenciando a maior aplicação desta tecnologia nas fontes de biomassa, energia geotérmica e calor residual, porém ainda incomum na área de radiação solar.

Figura 2 – Evolução de mercado (esquerda) e divisão para cada aplicação em unidades instaladas (direita).



Fonte: Adaptado de Quoilin et al. (2013).

Conceitualmente, o Ciclo Rankine Orgânico é similar ao Ciclo Rankine a vapor baseado na vaporização de um líquido a alta pressão que realiza trabalho mecânico através da sua expansão na turbina. Após a expansão, o vapor a baixa pressão é condensado e bombeado de volta a alta pressão, fechando o ciclo (QUOILIN et al., 2013). A Figura 3 ilustra este ciclo através da curva de Temperatura vs. Entropia da água, já a Figura 4 apresenta os componentes padrões do ciclo Rankine convencional e orgânico.

Figura 3 – Diagrama T vs. s do ciclo Rankine convencional.

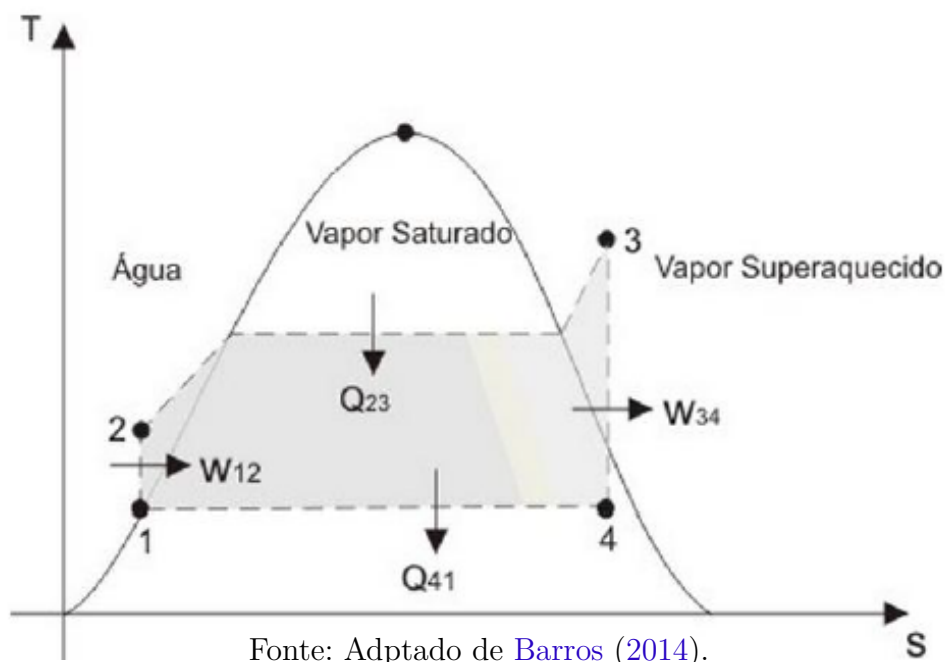
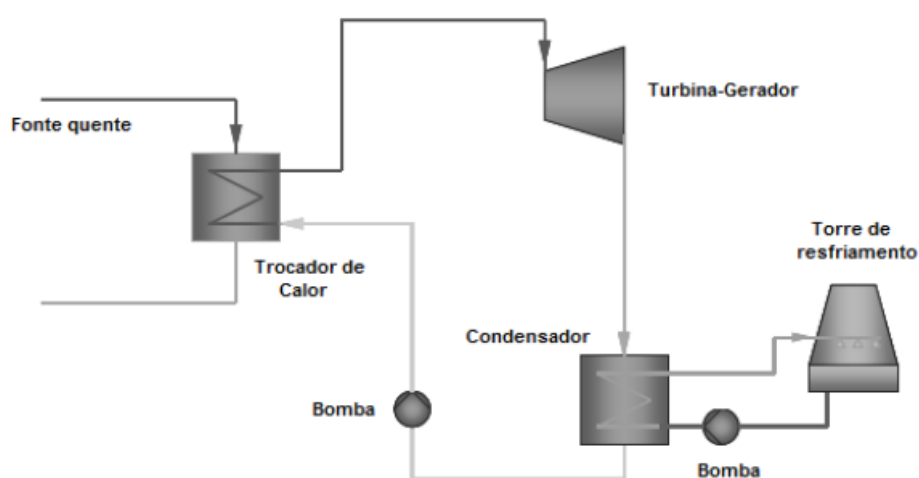


Figura 4 – Componentes de um ciclo Rankine.



Fonte: Adaptado de Valdimarsson e Eliasson (2003 apud VEGA, 2013).

2.1.2 Vantagens e Desvantagens: Comparação entre ORC e Rankine Convencional

A [Tabela 1](#) apresenta de maneira resumida as principais vantagens e desvantagens do ORC em comparação com o ciclo Rankine convencional.

Tabela 1 – Vantagens e desvantagens do ciclo ORC.

Vantagens	Desvantagens
Elevada eficiência isentrópica da turbina	Menor eficiência do ciclo (em grande escala)
Baixo desgaste mecânico da turbina devido a uma baixa velocidade tangencial.	Alto custos do fluido de trabalho.
A baixa rotação da turbina permite o acoplamento direto com o gerador elétrico, sem redutor de velocidade.	Baixa estabilidade do fluido de trabalho.
Não há erosão nas pás da turbina, devido à ausência de umidade nos estágios finais deste equipamento.	Fluidos de trabalho tóxicos e inflamáveis.
Não há necessidade de sistemas de tratamento de água.	Maior consumo de eletricidade da bomba.
Procedimento simples de partida e parada.	
Melhor desempenho em carga parcial.	

Fonte: [Sotomonte \(2015\)](#).

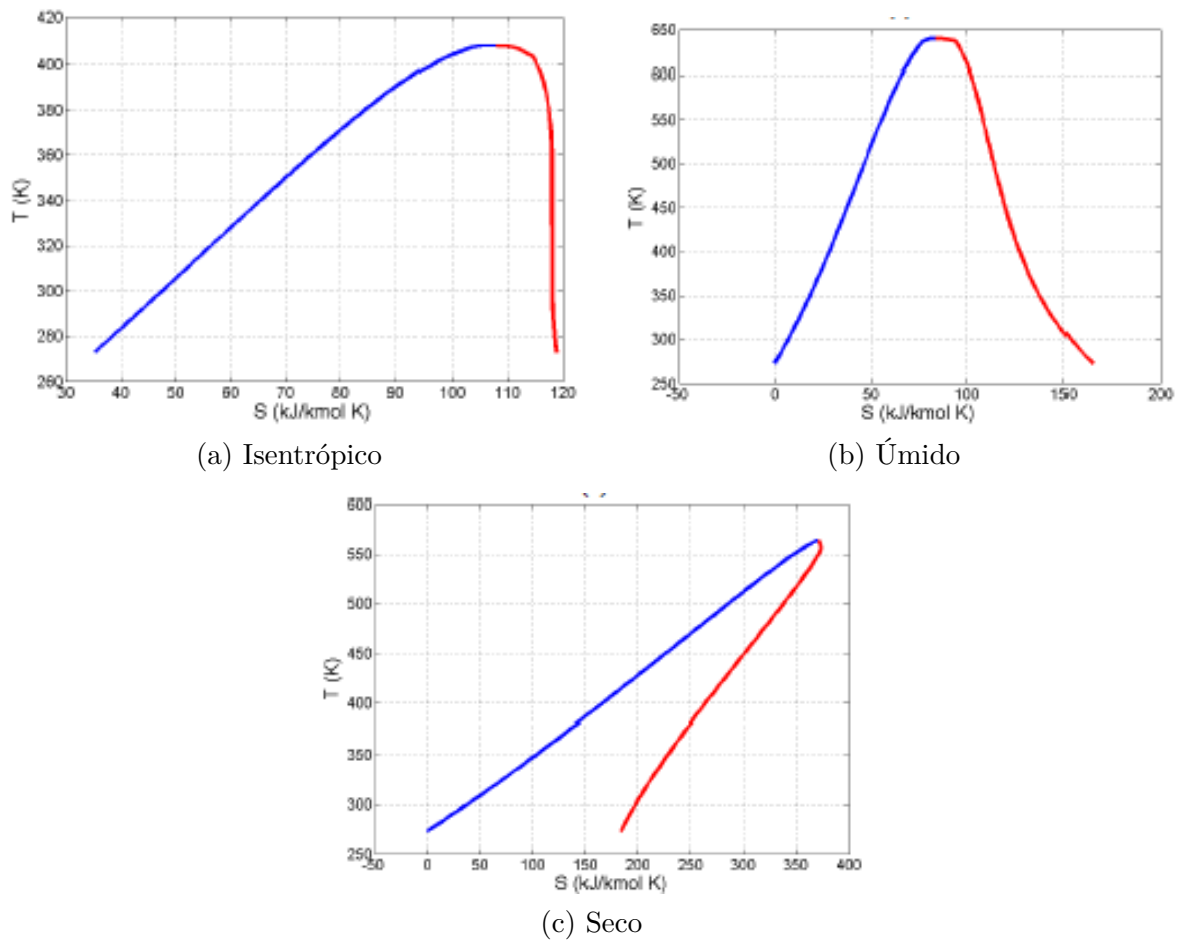
2.2 Fluidos de Trabalho

2.2.1 Classificação

De acordo com [Sotomonte \(2015\)](#) os fluidos de trabalho são diferenciados através da inclinação da curva de vapor saturado (lado direito) no diagrama T-s (Temperatura vs. Entropia, [Figura 5](#)). Estes são divididos em:

1. Fluidos isentrópicos: inclinação infinita ou quase infinita (próximo a uma vertical), [Figura 5a](#);
2. Fluidos úmidos: inclinação negativa, [Figura 5b](#);
3. Fluidos secos: inclinação positiva, [Figura 5c](#).

Figura 5 – Comparação entre os fluidos de trabalho.



Fonte: [Sotomonte \(2015\)](#)

Em ciclos ORC, uma maior eficiência é alcançada quando fluidos secos e isentrópicos são utilizados, estes fluidos não mudam de fase durante a expansão da turbina, tornando o superaquecimento desnecessário, desta maneira mais energia pode ser aproveitada de maneira útil da fonte quente ([SOTOMONTE, 2015](#)).

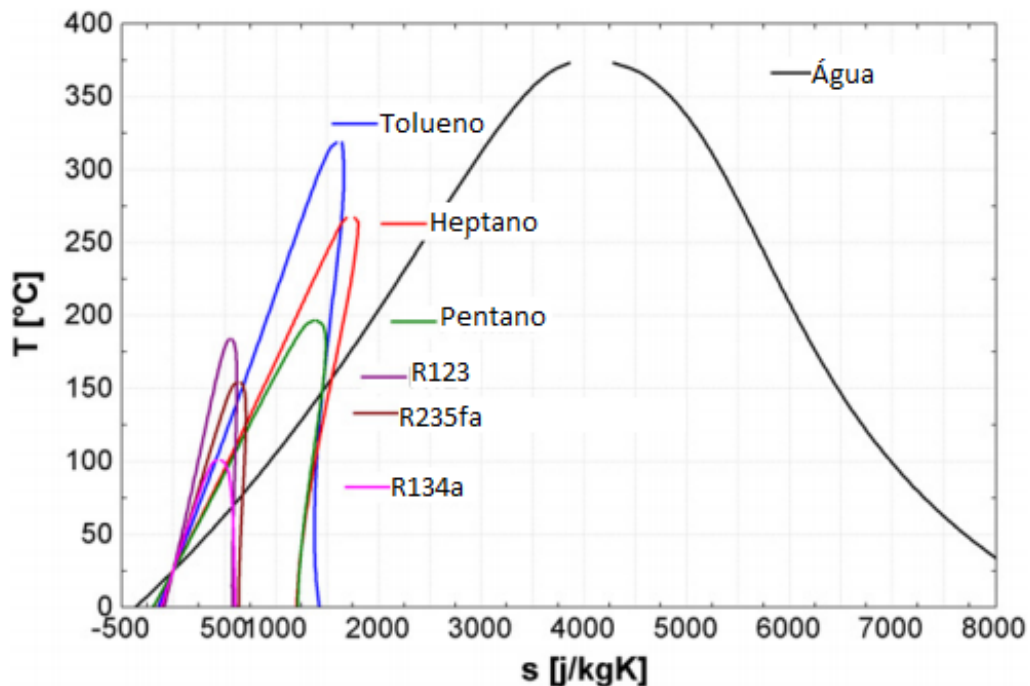
2.2.2 Fluidos Orgânicos vs. Água

A [Figura 6](#) apresenta algumas curvas de saturação no diagrama T-s de fluidos tipicamente utilizados em ciclos termodinâmicos ORC em comparação com a água. Dois pontos principais podem ser observados:

1. As diferenças de entropia entre líquido e vapor saturado são muito menores para os fluidos orgânicos. Logo, a entalpia de vaporização é menor. Porém, isto leva a um consumo da bomba muito maior, uma vez que o fluxo de massa do fluido orgânico deve ser maior que o da água para que se gere a mesma potência na turbina.

2. A inclinação das curvas de vapor saturado (lado direito da curva) dos fluidos orgânicos é muito mais próxima da vertical, enquanto que a da água que possui inclinação negativa. Este fato torna desnecessário o superaquecimento do vapor antes de entrar na turbina para ORC, eliminando do ciclo a limitação que seria a qualidade do vapor no processo de expansão.

Figura 6 – Diagrama T-s de alguns fluidos orgânicos utilizados em ciclos ORC e da água.



Fonte: Adaptado de [Quoilin et al. \(2013\)](#).

2.2.3 Critérios de seleção

Existem muitas opções de fluidos orgânicos que podem ser empregados em ciclos ORC, porém a seleção destes fluidos apresenta barreiras significativas com relação a questões de segurança, saúde, impacto ambiental e suas propriedades termodinâmicas.

De acordo com [Drescher e Brüggemann \(2007\)](#) as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho influenciam diretamente no aspecto econômico de um sistema baseado no ciclo Rankine. A escolha ruim do fluido pode resultar numa planta de baixa eficiência e de alto custo.

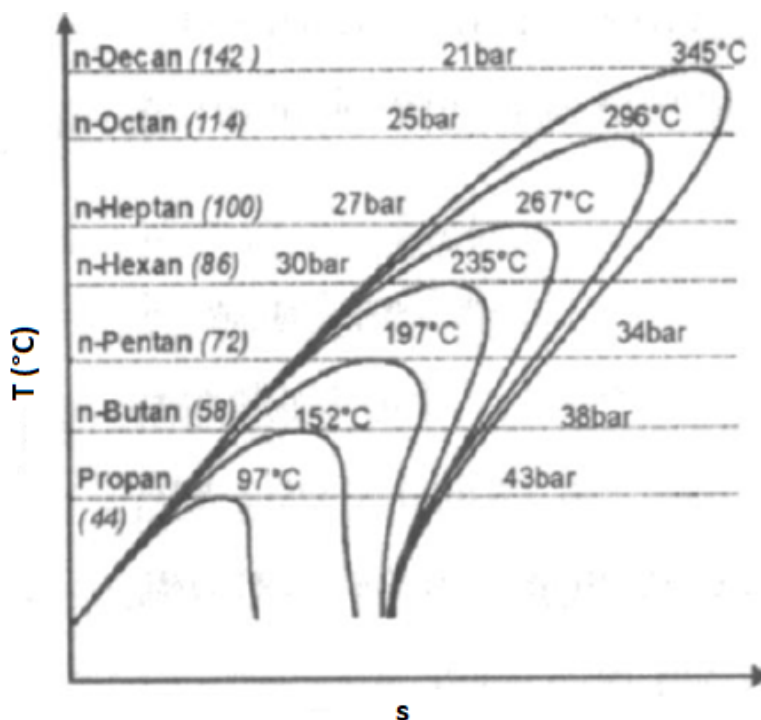
Algumas das propriedades que caracterizam um bom fluido de trabalho para o ORC são:

- Alta eficiência, geralmente ligada a altas pressões e temperaturas críticas.

- Disponibilidade e baixo custo.
- Baixo volume específico.
- Baixa toxicidade e inflamabilidade.
- Baixo Potencial de destruição da camada de ozônio¹ e Potencial de aquecimento global².

Na seleção do fluido de trabalho, o mesmo deve possuir como critério óbvio de escolha a temperatura e pressão críticas acima das máximas que terá que suportar no ciclo, uma vez que ultrapassados tais parâmetros as características do fluido serão as de um gás e não mais de vapor. Algumas faixas de temperatura e pressão são relacionadas com alguns fluidos orgânicos na [Figura 7](#).

Figura 7 – Diagrama T-s para diferentes fluidos orgânicos evidenciando suas temperaturas e pressões críticas.



Fonte: Adaptado de [Engelhard e Renz \(2006 apud VEGA, 2013\)](#).

Este trabalho utilizará o fluido orgânico heptano, conforme metodologia apresentada na subseção 3.1.1.

Segundo [Sotomonte \(2015\)](#), não há fluido de trabalho ideal, na prática ao selecionar o fluido de trabalho o mesmo deve possuir o maior número de vantagens para a utilização

¹ ODP – Ozone Depletion Potencial

² GWP – Global Warming Potencial

proposta, pois não existe um fluido que reúna todas as características que favoreçam o desempenho do ciclo termodinâmico ORC.

2.3 Condensador

Condensador é um trocador de calor que utiliza um fluido de resfriamento para realizar a mudança de fase do vapor de exaustão da turbina para líquido (LORA; NASCIMENTO, 2004).

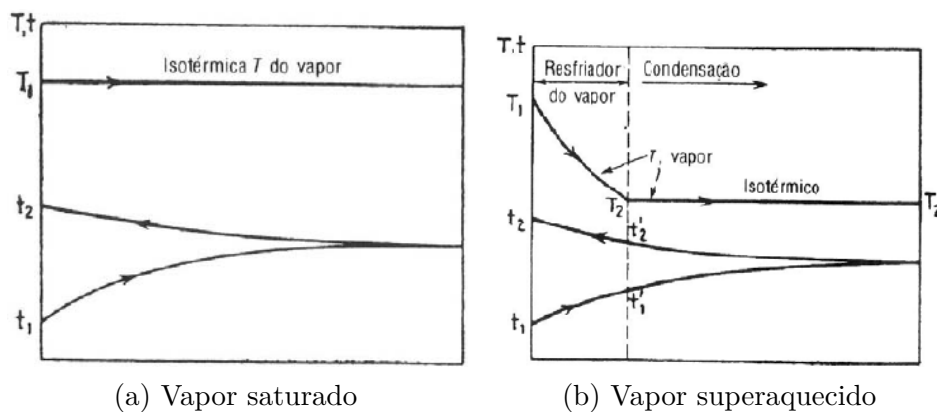
O modelo mais comum de condensador para aplicação no exausto de turbinas e máquinas de ciclos térmicos é o de superfície. Entretanto, existem três classificações usuais de acordo com a maneira que a troca térmica é realizada:

1. Condensadores de superfície: a troca térmica ocorre através de uma superfície que separa o vapor do fluido frio.
2. Condensadores barométricos: não há superfície de separação, a troca térmica ocorre através do contato direto entre os fluidos.
3. Condensadores evaporativos: troca térmica semelhante à de uma torre de resfriamento combinada com um condensador.

Quando o fluido é uma substância pura, a uma determinada pressão a condensação do vapor acontece de maneira isotérmica, mantendo a temperatura de saturação constante. Todavia, quando o fluido for composto por uma mistura de vapores, durante a passagem para o estado líquido haverá variações na temperatura.

Para substâncias puras ainda podemos dividir os condensadores entre aqueles que trabalham com vapores saturados e superaquecidos através dos diagramas Temperatura vs. Comprimento [Figura 8](#).

Figura 8 – Distribuição de Temperatura vs. Comprimento do tubo durante a condensação de um vapor saturado e vapor superaquecido.



Fonte: Adaptado de Kern (1965).

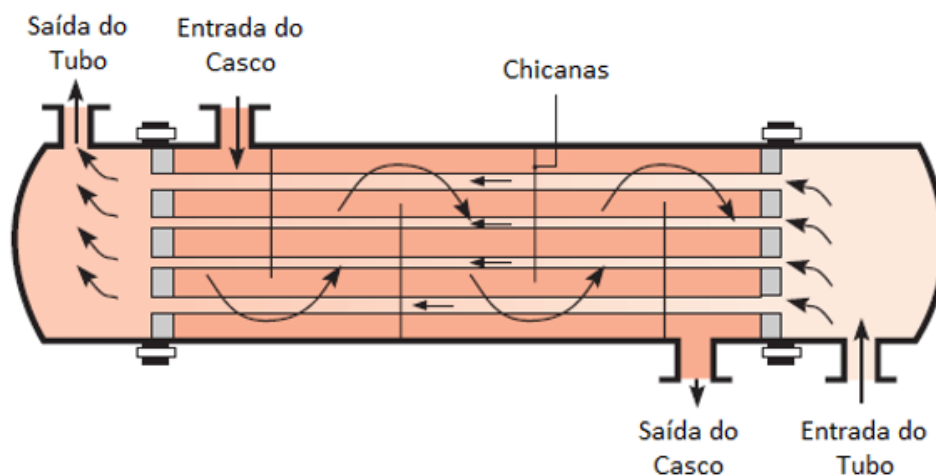
2.3.1 Condensador casco-tubo

Por serem de construção, limpeza e manutenção relativamente simples e principalmente possuírem métodos de projeto bem testados, o trocador de calor casco-tubo horizontal contracorrente que utiliza água como fluido de resfriamento foi escolhido para o desenvolvimento do projeto do condensador deste trabalho.

O trocador de calor casco-tubo consiste basicamente em um feixe de tubos envolvidos por um casco (normalmente cilíndrico), onde um fluido circula dentro do feixe de tubos e o segundo fluido no espaço dentro do casco, externo ao feixe. Se ambos os fluidos escoam na mesma direção, o trocador é chamado do tipo correntes paralelas; no caso em que os fluidos se movem em direções opostas, o trocador é do tipo contracorrente. A configuração do trocador casco-tubo difere de acordo com o número de passes, a forma mais simples está representada na [Figura 9](#), envolvendo apenas um passe e um tubo. Os principais componentes deste trocador são: cabeçote de entrada, feixe de tubos, casco, cabeçote de retorno ou saída e defletores (ou chicanas). Os defletores são normalmente instalados para induzir turbulência e o fluxo cruzado da componente de velocidade do fluido externo em relação ao feixe de tubos, aumentando assim o coeficiente de convecção. Outra importante função dos anéis defletores é a sustentação física do trocador, reduzindo a vibração gerada pelo fluxo dos fluidos ([INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2011](#)).

No condensador tipo casco-tubo a mudança de fase ocorre a partir do momento em que o vapor entra em contato com a superfície dos tubos, os quais são refrigerados pelo fluido frio que circula internamente com o auxílio de uma bomba ([LORA; NASCIMENTO, 2004](#)).

Figura 9 – Trocador do tipo casco-tubo de um passe no casco e um passe no tubo.

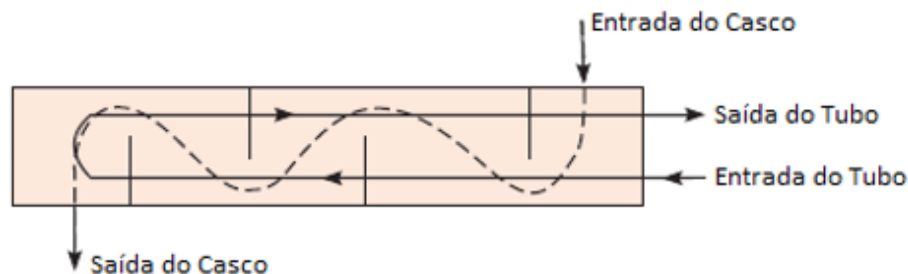


Fonte: Adaptado de [Incropera, Bergman e Lavine \(2011\)](#).

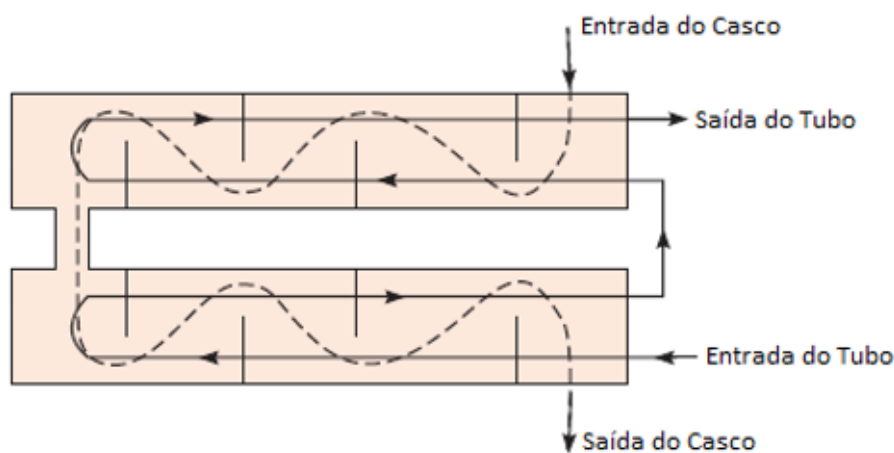
O aumento do número de passes nos tubos e o guiamento do fluido externo aos tubos em zigzague por meio dos defletores é uma maneira que a maioria dos trocadores

de calor comerciais apresentam de aumentar a área da superfície de troca de calor, por unidade de volume (Figura 10).

Figura 10 – Trocadores casco-tubo.



(a) Um passe no casco e dois passes no tubo.



(b) Dois passes no casco e quatro passes no tubo (Funcionamento em contracorrente).

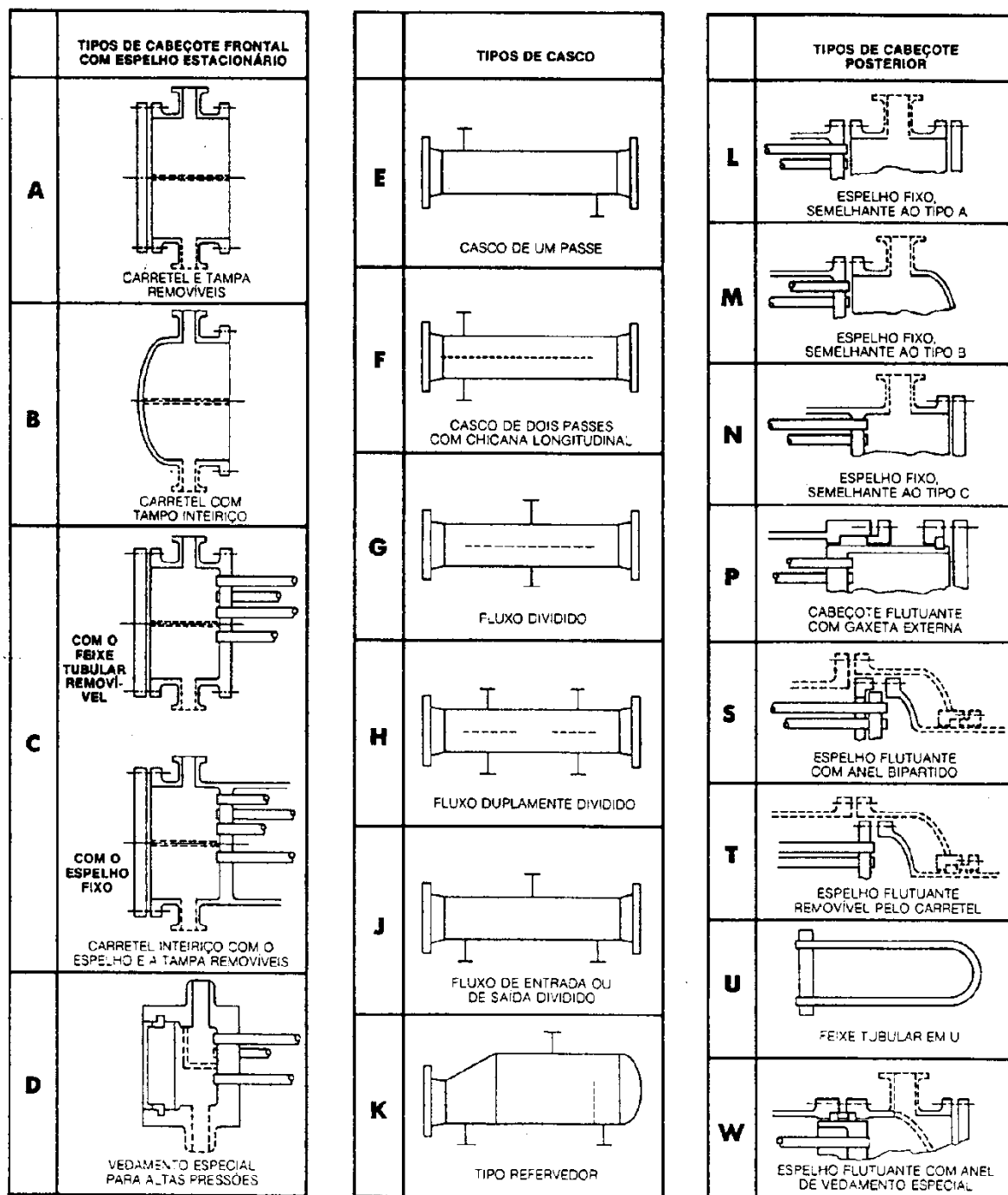
Fonte: Adaptado de Incropera, Bergman e Lavine (2011)

De maneira geral em condensadores tipo casco-tubo, pela maior facilidade de remoção do condensado, a condensação é realizada no casco. Além disso, a posição horizontal do feixe de tubos é mais interessante pois o coeficiente de convecção do lado do vapor será maior e conseqüentemente será necessária uma superfície menor de troca térmica.

2.3.1.1 Classificação construtiva

A Tubular Exchange Manufacturers Association (TEMA), associação internacional comercial líder de fabricantes de trocadores de calor do tipo casco-tubo, estabeleceu padronizações em relação ao tipo construtivo destes trocadores mediante números e letras. A identificação do tipo deve ser feita conforme a Figura 11, através de letras que designam a natureza do cabeçote de entrada (frontal), casco e cabeçote de saída (posterior), nesta ordem.

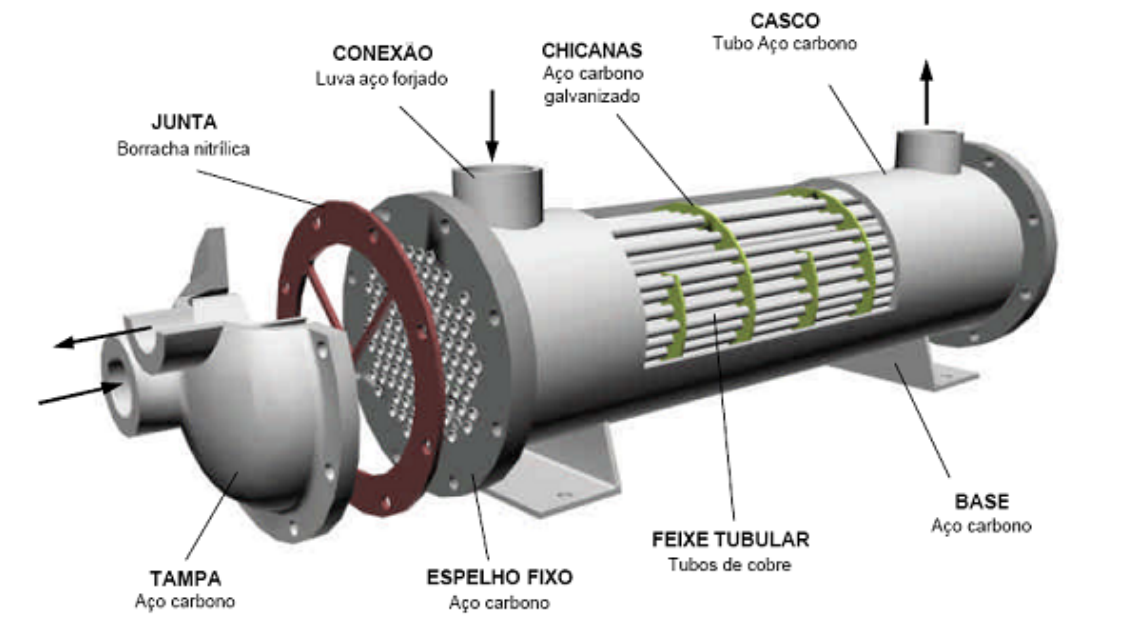
Figura 11 – Classificação construtiva de trocadores de calor tipo casco-tubo.



Fonte: TEMA (1999 apud GANHIS, 2011)

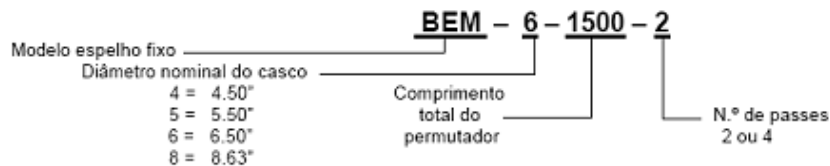
A Figura 12 ilustra um trocador tipo BEM e suas características construtivas, incluindo materiais padrões e exemplifica uma identificação padronizada completa de um trocador deste tipo.

Figura 12 – Características *Standard* de um trocador casco-tubo série BEM e uma identificação exemplificada.



IDENTIFICAÇÃO

Exemplo:



Fonte: [Ganhis \(2011\)](#)

2.3.1.2 Considerações para o *design* térmico

O *design* térmico de um condensador tipo casco-tubo geralmente engloba a determinação da área total de troca de calor necessária, número de tubos, diâmetro, comprimento e layout dos tubos, número de passes no casco e nos tubos, o modelo do trocador, o passo dos tubos, número de defletores, assim como o seu tipo e tamanho e queda de pressão no casco e nos tubos. As considerações desta seção se encontram na apostila didática [NPTEL \(2013\)](#).

2.3.1.2.1 Casco

O casco do condensador é o compartimento que contém o feixe de tubos e por onde o vapor, neste caso, escoará e será condensado. Os cascos são geralmente fabricados de tubos de aço padrões com uma resistência a corrosão satisfatória. O diâmetro do casco

deve ser selecionado de maneira a acomodar da melhor maneira possível a quantidade de tubos necessária para a troca térmica.

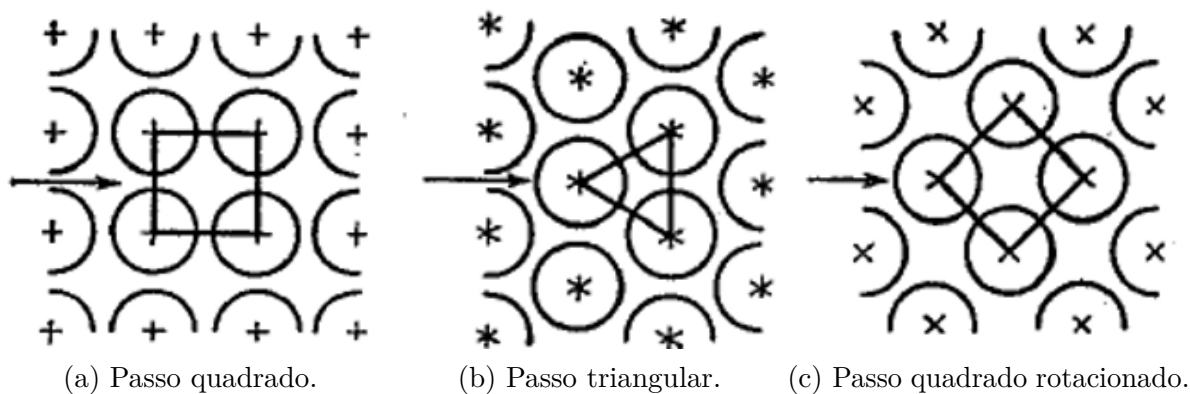
2.3.1.2.2 Tubo

Quanto maior o número de tubos no casco, maior a turbulência e mais eficiente é a troca térmica. Para o design de trocadores de calor compactos os diâmetros externos de 3/4 e 1" são muito utilizados. A espessura é expressa em BWG (Birmingham Wire Gauge) e deve ser suficiente para suportar a pressão e corrosão de trabalho. O comprimento dos tubos geralmente varia entre 6 e 24ft, tubos muito longos reduzem o diâmetro do casco gerando uma queda de pressão maior no mesmo. Materiais geralmente utilizados em tubos são: Ligas de cobre e níquel, bronze, cobre e aço inoxidável.

2.3.1.2.3 Passo, layout e número de tubos

O número de tubos é a quantidade de tubos tabelada que pode ser acomodada no diâmetro do casco selecionado. O passo dos tubos é a menor distância de um centro a outro entre tubos adjacentes. Geralmente os tubos são dispostos em geometrias triangulares ou quadradas, alguns layouts comuns utilizados em trocadores podem ser observados na [Figura 13](#).

Figura 13 – Layouts comuns de tubos em trocadores de calor



Fonte: [Kern \(1965\)](#)

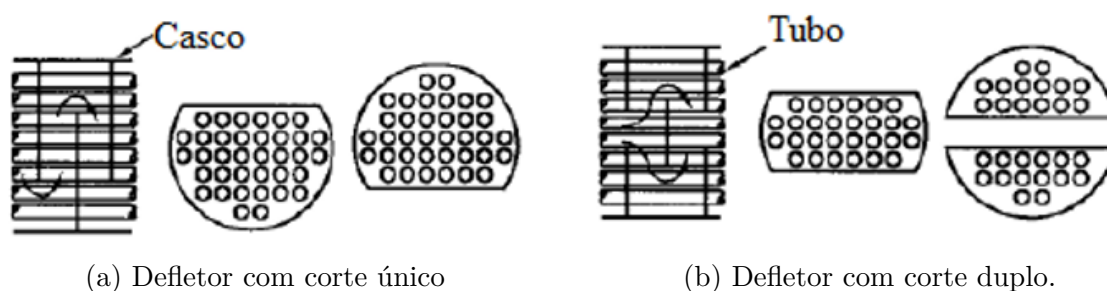
2.3.1.2.4 Passes nos tubos

O número de passes nos tubos de 1, 2 e 4 são os mais comuns, porém pode variar de 1 a 16 passes. Este número influencia a velocidade do fluido dentro dos tubos e conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor nos mesmos.

2.3.1.2.5 Defletores

O espaçamento entre dois defletores varia tipicamente entre 0.2 e 1 vezes o diâmetro interno do casco, quanto menor este espaçamento maior a turbulência induzida e maior o coeficiente de transferência de calor, porém a queda de pressão é mais acentuada. Defletores com cortes verticais de 20% a 25% do seu diâmetro são geralmente utilizados em condensadores para que o vapor possa escoar lateralmente, além de promoverem uma boa troca térmica com queda de pressão razoável. A Figura 14 ilustra alguns tipos de defletores

Figura 14 – Tipos de defletores



Fonte: Adaptado de 3D-LABS³.

2.3.1.2.6 Fator de Incrustação

Incrustação na superfície de trocadores de calor é muito comum e ocorre na maioria dos processos envolvendo fluidos. A consequência da incrustação é que o material depositado reduz a eficiência da troca térmica devido a sua baixa condutividade térmica. O efeito da incrustação é levado em consideração no projeto térmico do condensador na forma de resistências térmicas no casco e nos tubos de acordo com os fluidos utilizados, também conhecidas como “fator de incrustação”.

2.3.1.2.7 Designação dos fluidos para o casco e tubos

A escolha do posicionamento dos fluidos no trocador de calor tem efeitos consideráveis no projeto do condensador. Em ordem de prioridade se encontram abaixo algumas características que podem ser tomadas como base para este posicionamento.

Fluido no casco: Vapor em condensação, fluido com diferença de temperatura grande ($>40^{\circ}\text{C}$).

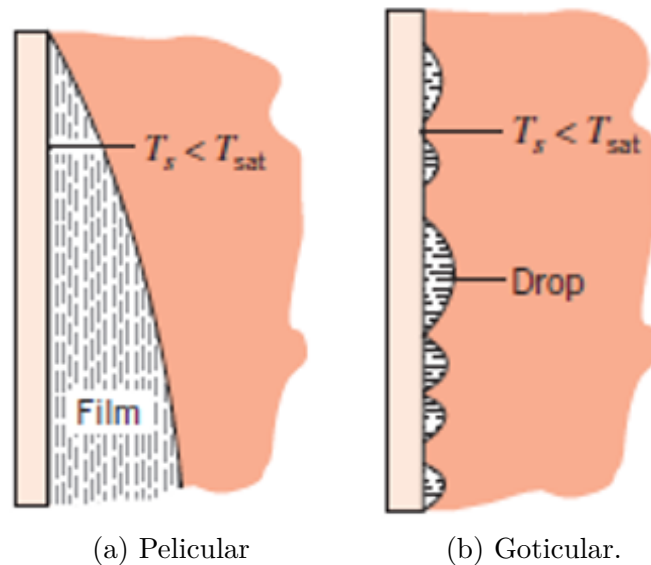
Fluido nos tubos: Fluido corrosivo, água de resfriamento, fluido com fator de incrustação alto, fluido menos viscoso, vapor a alta pressão, fluido mais quente.

³ Disponível em [http://3d-labs.com/HEAT%20EXCHANGER%20E-BOOK\(3D-LABS\)/THERMAL%20DESIGN/Heat%20Exchanger%20Thermal%20Design%20E-Book-Baffle.html](http://3d-labs.com/HEAT%20EXCHANGER%20E-BOOK(3D-LABS)/THERMAL%20DESIGN/Heat%20Exchanger%20Thermal%20Design%20E-Book-Baffle.html). Acessado em 05 de Janeiro de 2018.

2.3.2 Condensação

Na indústria, a condensação geralmente é resultado do contato direto entre vapor e uma superfície fria o bastante para que o vapor reduza a sua temperatura abaixo da saturação. Desta maneira, o calor latente do vapor é transferido para a superfície fria e o condensado é formado.

Figura 15 – Formas de condensação superficial.



Fonte: Adaptado de [Incropera, Bergman e Lavine \(2011\)](#).

A condensação, dependendo das condições superficiais, pode ocorrer de duas maneiras.

- Pelicular: uma camada fina de líquido cobre a superfície de condensação inteira, e a partir da ação da gravidade possui fluxo contínuo sobre a superfície ([Figura 15a](#)).
- Goticular: o condensado se acumula na superfície em forma de gotas ([Figura 15b](#)).

A forma dominante de condensação é a pelicular. Independente da forma, o líquido condensado reduz a transferência de calor entre o vapor e a superfície através da resistência térmica gerada. A maioria dos condensadores consiste em feixes de tubos horizontais, de maneira que o acúmulo de condensado verticalmente na superfície é reduzido ([INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2011](#)).

A condensação goticular apresenta taxas mais elevadas de condensação e coeficientes convectivos mais elevados em comparação com a pelicular, porém é uma forma

normalmente difícil de se manter em aplicações industriais. Por esta razão, para os cálculos de dimensionamento de condensadores a condensação pelicular é assumida ([INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2011](#)).

3 Metodologia

3.1 Configuração do Ciclo ORC

3.1.1 Escolha do fluido de trabalho

Os critérios de seleção do fluido para este trabalho foram elaborados de maneira a atender as especificações iniciais de temperaturas desejadas para a operação do ciclo ORC. Vale ressaltar que critérios como inflamabilidade e toxicidade não foram escolhidos para análise neste trabalho pois estes fogem do foco principal, porém ao selecionar o fluido de real funcionamento deve-se realizar uma seleção mais criteriosa em relação a estes fatores, principalmente devido ao risco de contaminação e detonação durante o manuseio e aplicação.

O fluido de trabalho pode ser selecionado a partir da [Tabela 2](#) e os principais critérios de seleção são:

- Temperatura crítica superior à temperatura máxima alcançada no ciclo ORC.
- Pressão crítica acima da pressão máxima do ciclo ORC.
- Ser seco ($\theta < 87^\circ$).
- Eficiência térmica do ciclo acima de 4% e eficiência exergética acima de 15%, seguindo os padrões de resultados apresentados em [Tchanche et al. \(2009\)](#).

3.1.2 Análises termodinâmicas

O ciclo termodinâmico apresentado neste trabalho consiste em um trocador de calor (fonte quente), uma turbina, um condensador e uma bomba. O fluido de trabalho a alta pressão é aquecido e vaporizado no trocador de calor através do calor proveniente dos coletores solares, este vapor então tem sua entalpia convertida em trabalho ao se expandir na turbina. O vapor a baixa pressão deixa a turbina e se destina ao condensador, onde é resfriado até a sua temperatura de saturação e então condensado. Por último, a bomba eleva a pressão do líquido resultante da condensação e o direciona ao trocador de calor, onde o mesmo será vaporizado e um novo ciclo se iniciará. Estes processos encontram-se ilustrados [Figura 16²](#).

¹ θ é o ângulo de inclinação da linha tangente à curva de vapor saturado (dT/ds), úmidos $\theta > 93^\circ$; fluidos isentrópicos $\theta \simeq 90^\circ$ e fluidos secos $\theta < 87^\circ$, avaliado na temperatura de saturação para 80% da pressão crítica.

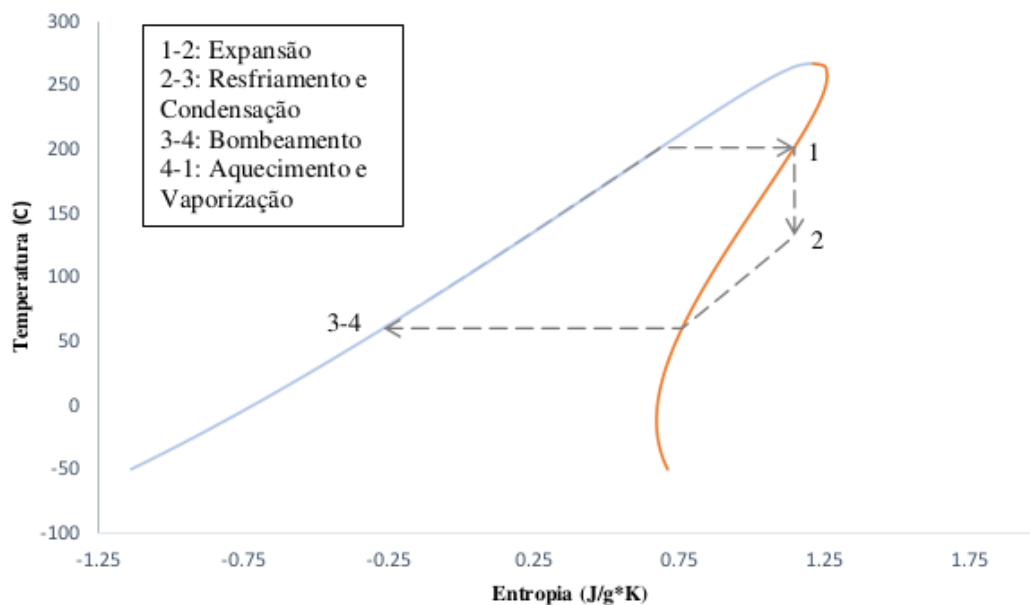
² O processo 3-4 não é possível ser visualizado neste diagrama devido à diferença muito baixa de temperatura do mesmo.

Tabela 2 – Parâmetros termodinâmicos de alguns fluidos de trabalho.

Fluido	T_c (K)	P_c (kPa)	θ^1
Água	647,2	22090	98,5
Tetradecametilhexasiloxano (MD ₄ M)	653,2	877,47	37,1
Dodecametilciclohexasiloxano (D ₆)	645,78	961	35,8
Propilbenzeno (C ₉ H ₁₂)	638,32	3200	75,2
n-octano	568,55	2497	70,2
Octametiltrisiloxano (MDM)	564,09	1415	54,2
n-Heptano	540,15	2737	74
Hexametildisiloxano (MM)	518,75	1939,39	65,2
n-Hexano	507,85	3032	77,6
R141b	478,85	4340	87,8
R11	471,11	4408	92,7

Fonte: Adaptado de [Sotomonte \(2015\)](#).

Figura 16 – Diagrama T-s dos processos termodinâmicos do ciclo ORC com fluido de trabalho Heptano.



Fonte: Figura produzida pela autora.

Para analisar a performance do ciclo ORC deste trabalho foi utilizado o método presente em [Tchanche et al. \(2009\)](#). Neste método a primeira e segunda leis da termodinâmica são aplicadas a cada componente do ciclo de modo que as quantidades de calor adicionadas e rejeitadas, o trabalho gerado e consumido e as eficiências do sistema possam

ser encontrados e a escolha do fluido analisada. Para simplificação, as irreversibilidades internas e quedas de pressão nos componentes são ignoradas e os processos na turbina e na bomba são considerados isentrópicos.

As equações obtidas estão resumidas a seguir.

Turbina:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ft}(h_1 - h_2)\eta_{mt} \quad (3.1)$$

\dot{W}_t é a quantidade de trabalho produzido na turbina durante a expansão isentrópica do fluido de trabalho, a eficiência mecânica η_{mt} é utilizada para representar a porcentagem do trabalho que é desperdiçado devido a perdas por fricção nas engrenagens que conectam a turbina ao rotor do gerador.

Condensador:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ft}(h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

\dot{Q}_c é a quantidade de calor que o condensador deverá retirar do fluido de trabalho.

Trocador de calor:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{ft}(h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

\dot{Q}_u é a quantidade de calor útil entregue da fonte quente para o fluido de trabalho no trocador de calor.

Bomba:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ft}v_3(P_4 - P_3)}{\eta_b} \quad (3.4)$$

\dot{W}_b é a quantidade de trabalho que é consumido pelo motor da bomba durante a mudança de pressão do fluido de trabalho. A eficiência η_b representa as perdas do motor da bomba ao transformar energia elétrica em trabalho mecânico.

Eficiência térmica:

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t - \dot{W}_b)}{\dot{Q}_u} \quad (3.5)$$

η_t é a eficiência que considera somente o balanço de energia do ciclo, ou seja, a primeira lei da termodinâmica, sem considerar a diferença qualitativa inerente entre calor e potência mecânica.

Eficiência exergética:

$$\eta_{II} = \frac{\eta_t}{(1 - T_F/T_Q)} \quad (3.6)$$

η_{II} é a eficiência que inclui as limitações impostas pela segunda lei da termodinâmica para a conversão de calor em trabalho mecânico.

3.2 Design Térmico do Condensador - Método de Kern

As pressões de operação, as temperaturas iniciais e finais, o fluxo de massa de ambos os fluidos (quente e frio) e suas propriedades são os inputs primários para o design do condensador.

A metodologia utilizada neste trabalho para a realização do projeto térmico do condensador é de acordo com o método de Kern encontrado em Kern (1965, pg. 285-288). Este método é baseado em tentativa e erro e encontra-se organizado em 22 etapas abaixo.

1 - Obter as propriedades dos fluidos em suas temperaturas médias (Equação 3.7).

$$T_m = \frac{T_i + T_f}{2} \quad (3.7)$$

2 - Alocação dos fluidos no tubo e no casco.

3 - Seleção da classificação construtiva do condensador.

4 - Cálculo das quantidades de calor necessárias para resfriamento (Equação 3.8) e condensação (Equação 3.9) do heptano.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{ft} c_{pft} (T_{ift} - T_{sft}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ft} L \quad (3.9)$$

5 - Cálculo do fluxo de massa da água (Equação 3.10).

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_L}{(T_{fa} - T_{ia}) c_{pa}} \quad (3.10)$$

6 - Cálculo da temperatura intermediária da água baseado no calor latente necessário para a condensação.

$$T'_a = T_{ia} + \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m} c_{pa}} \quad (3.11)$$

7 - Cálculo da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) para o resfriamento (Equação 3.12) e condensação (Equação 3.13) separadamente e da média ponderada entre os dois (Equação 3.14).

$$\Delta T_r = \frac{(T_{sft} - T'_a) - (T_{fft} - T_{ia})}{\ln \left(\frac{T_{sft} - T'_a}{T_{fft} - T_{ia}} \right)} \quad (3.12)$$

$$\Delta T_c = \frac{(T_{sft} - T_{fa}) - (T_{fft} - T'_a)}{\ln \left(\frac{T_{sft} - T_{fa}}{T_{fft} - T'_a} \right)} \quad (3.13)$$

$$\Delta T_p = \frac{\dot{Q}_s + \dot{Q}_L}{(\dot{Q}_s / \Delta T_r) + (\dot{Q}_L / \Delta T_c)} \quad (3.14)$$

A dedução realizada acima da diferença de temperatura entre dois fluxos contracorrente, só é possível se as seguintes hipóteses forem feitas:

- o coeficiente global de transferência de calor é constante em todo o comprimento da trajetória;
- o calor específico é constante em todos os pontos da trajetória;
- não existem mudanças de fase parciais no sistema e as perdas de calor são desprezíveis.

8 - Suposição dos coeficientes globais de transferência de calor para resfriamento e condensação separadamente.

9 - Cálculo da área de troca térmica estimada necessária para o resfriamento e condensação separadamente (Equação 3.15).

$$A_{ass} = \frac{\dot{Q}}{U_{ass}\Delta T} \quad (3.15)$$

10 - Cálculo do coeficiente global de troca térmica ponderado (Equação 3.16).

$$U_{assp} = \frac{(U_{assr}A_{assr}) + (U_{assc}A_{assc})}{A_{assr} + A_{assc}} \quad (3.16)$$

11 - Cálculo da área de troca térmica total requerida (Equação 3.17)

$$A_{asst} = A_{assr} + A_{assc} \quad (3.17)$$

12 - Seleção do diâmetro externo, espessura, passo, número de passes e comprimento dos tubos.

13 - Cálculo do número de tubos (Equação 3.18).

$$n_t = \frac{A_{asst}}{\pi d_e L} \quad (3.18)$$

14 - Determinação do diâmetro do casco, layout e espaçamento dos defletores. O número de tubos então deve ser aproximado para o valor tabelado existente mais próximo do encontrado para as dimensões, layout e número de passes escolhido.

15 - Cálculo dos coeficientes de convecção nos tubos e no casco. Para o casco os coeficientes para resfriamento e condensação são calculados separadamente (detalhamento em Apêndice A).

16 - Cálculo do coeficiente global de troca térmica separadamente para o resfriamento e condensação (Equação 3.19).

$$U = \frac{h_{ie}h_e}{h_{ie} + h_e} \quad (3.19)$$

17 - Cálculo da área de troca térmica requerida baseada nos coeficientes globais de troca térmica encontrados no passo 16 (Equação 3.20) e verificação da porcentagem de superdimensionamento (Equação 3.21).

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T} \quad (3.20)$$

$$\% \text{ o.d.} = \left[\frac{(A_r + A_c) - A_{asst}}{A_{asst}} \right] 100 \quad \rightarrow \quad \text{superdimensionamento} \quad (3.21)$$

18 - Cálculo do coeficiente global de troca térmica ponderado entre o resfriamento e a condensação (Equação 3.22) e comparação com o valor encontrado no passo 10 (Equação 3.23), caso este valor seja maior que 30% novos valores deverão ser supostos e uma nova iteração deve ser iniciada.

$$U_p = \frac{(U_r A_r + U_c A_c)}{A_r + A_c} \quad (3.22)$$

$$\left[\frac{U_p - U_{assp}}{U_{assp}} \right] \times 100 < 30\% \quad (3.23)$$

19 - Cálculo da área de troca térmica real (Equação 3.24) total baseada nos valores tabelados para trocadores existentes.

$$A_{real} = a'' n_t L \quad (3.24)$$

20- Cálculo do coeficiente global de troca térmica baseado na área de troca térmica total real (Equação 3.25).

$$U = \frac{(\dot{Q}_s + \dot{Q}_L)}{A_{real} \Delta T_p} \quad (3.25)$$

21 - Cálculo do fator de incrustação combinado (Equação 3.26).

$$R = \frac{U_p - U}{U_p U} \quad (3.26)$$

22 - Cálculo das quedas de pressão estimadas no casco e nos tubos (Apêndice B).

4 Análise de resultados

4.1 Eficiência do ciclo ORC

As características de operação desejadas para o ciclo termodinâmico deste trabalho se encontram sumarizadas na [Tabela 3](#).

Tabela 3 – Condições iniciais de projeto do ciclo ORC.

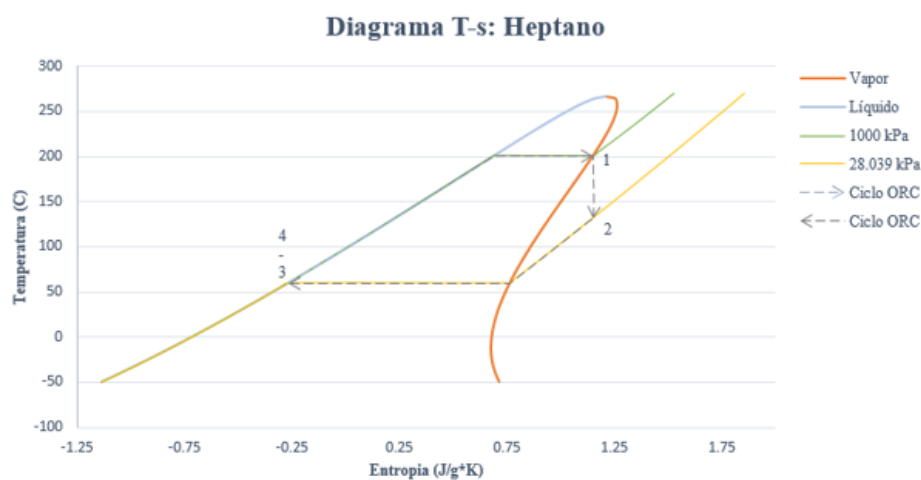
Condições iniciais do Projeto	
Temperatura Máxima	250 °C
Pressão Máxima	1000 kPa
Potência Gerada (W_t)	5 kW
Temperatura Mínima	60 °C

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

De acordo com os critérios listados na [subseção 3.1.1](#) e considerando as temperaturas e pressões máximas apresentadas na [Tabela 3](#), o fluido orgânico de trabalho presente na [Tabela 2](#) que possui as características mais próximas às requeridas é o n-heptano, também podendo ser chamado de heptano.

A partir das condições iniciais de projeto, a isobárica de maior pressão de operação do ciclo foi determinada a 1000 kPa. A isobárica de menor pressão (28,039 kPa) foi definida como a pressão de saturação do heptano a 60 °C. As temperaturas de saída da turbina e da bomba foram determinadas a partir da consideração de que estes processos ocorrem isentropicamente. O diagrama T-s ilustrado na [Figura 17](#) representa o ciclo de maneira completa, ilustrando as isobáricas, temperaturas e entropias em cada processo.

Figura 17 – Diagrama T-s do fluido orgânico heptano.



Fonte: Figura elaborada pela autora.

Todas as propriedades do fluido Heptano utilizadas neste trabalho foram obtidas através do NIST Chemistry WebBook¹. As entalpias, temperaturas e pressões, assim como a descrição do ponto do ciclo ORC encontram-se listados da [Tabela 4](#).

Tabela 4 – Detalhamento das propriedades termodinâmicas do heptano no ciclo ORC.

Ponto	Descrição	T(°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)
1	Saída do trocador - Entrada na turbina	201,15	1000	510,51
2	Saída da turbina - Entrada no condensador	132,20	28,039	391,12
3	Saída do condensador - Entrada na Bomba	60,00	28,039	-94,82
4	Saída da bomba - Entrada no trocador	60,28	1000	-93,33

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

As eficiências consideradas para a bomba e para a turbina se encontram na [Tabela 5](#). Os valores foram escolhidos com base nos utilizados em [Tchanche et al. \(2009\)](#).

Tabela 5 – Eficiências da turbina e da bomba.

η_{mt}	0,63
η_b	0,80

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

Reorganizando a [Equação 3.1](#) e aplicando os valores apresentados nas Tabelas [3](#), [4](#) e [5](#), o fluxo de massa requerido do heptano pôde ser calculado:

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\dot{W}_t}{(h_1 - h_2)\eta_{mt}} = \frac{5 \text{ kW}}{(510,51 - 391,12)\text{kJ/kg} \times 0,65} = 0,0664 \text{ kg/s}$$

Substituindo o fluxo de massa do heptano e os valores presentes nas Tabelas [4](#) e [5](#) nas [Equações 3.2](#), [3.3](#), [3.4](#), [3.5](#) e [3.6](#) obtiveram-se, respectivamente, os resultados abaixo.

$$\dot{Q}_c = 0,0664 \text{ kg/s} (391,12 - (-94,82)) \text{ kJ/kg} = 32,30 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_u = 0,0664 \text{ kg/s} (510,51 - (-93,33)) \text{ kJ/kg} = 40,14 \text{ kW}$$

Sendo $\nu_3 = 0,00154 \text{ m}^3/\text{kg}$, o volume específico do heptano avaliado no ponto 3 do ciclo, tem-se:

$$\dot{W}_b = 0,0664 \text{ kg/s} \times \frac{0,00154 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,8} \times (1000 - 28,039) \text{ kPa} = 0,12 \text{ kW}$$

$$\eta_t = \frac{(5 - 0,12) \text{ kW}}{40,14 \text{ kW}} = 0,12 = 12\%$$

$$\eta_{II} = \frac{0,12}{1 - [(60 + 273,15)/(201,15 + 273,15)]} = 0,40 = 40\%$$

¹ Disponível em: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/>>. Acessado em 2 de Outubro de 2017.

Analisando as eficiências obtidas, muito superiores aos valores mínimos propostos, pode-se afirmar de acordo com a metodologia apresentada na [subseção 3.1.1](#) que o fluido de trabalho orgânico heptano cumpre com todos os critérios de seleção propostos para este trabalho. Caso este fluido não atendesse a este critério as características do ciclo, como pressões e temperaturas de operação, deveriam ser modificadas ou um novo fluido selecionado e avaliado.

4.2 Dimensionamento do condensador casco-tubo

Os dados iniciais necessários para o dimensionamento do condensador e se encontram explicitados na [Tabela 6](#).

Tabela 6 – Dados iniciais para o dimensionamento do condensador.

Dados iniciais		
Fluido	Heptano	Água
Temperatura inicial (°C)	132,2	30
Temperatura final (°C)	60	45
Vazão (kg/s)	0,0664	
Pressão de Operação (kPa)	28,039	101,32
Perda de Carga permitida ² (kPa)	13,8	35

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

Substituindo os valores das temperaturas iniciais e finais na Equação [3.7](#), a temperatura média de cada fluido pode ser calculada.

$$T_{mft} = \frac{(132,2 + 60) \text{ °C}}{2} = 91,6 \text{ °C}$$

$$T_{ma} = \frac{(30 + 45) \text{ °C}}{2} = 37,5 \text{ °C}$$

A [Tabela 7](#) contém as propriedades do heptano e da água utilizadas para os cálculos desta seção.

Seguindo os critérios apresentados na subseção [2.3.1.2.7](#), pelo fato do heptano ser um vapor de fluido orgânico que será condensado e operar entre maior diferença de temperatura, o mesmo deve escoar pelo casco. Além disso, a água, como fluido frio, preferencialmente deve sempre passar pelos tubos por ser mais corrosiva e possuir maior fator de incrustação.

² Os valores das perdas de carga permitidas foram escolhidos com base nos utilizados usualmente em [Kern \(1965\)](#)

Tabela 7 – Propriedades do heptano e da água avaliadas em suas temperaturas médias e pressões de operação.

Propriedades dos Fluidos		
Fluido	Heptano	Água
Massa específica (kg/m ³)	0,928 55	993,15
Calor específico (J/g K)	1,9789	4,1793
Condutividade térmica (W/m K)	0,017 69	0,627 04
Viscosidade dinâmica (Pa s)	$7,4 \times 10^{-6}$	$6,8 \times 10^{-4}$
Calor latente (kJ/kg) ³	316,31	
Fator de incrustação ⁴ (m ² K/W)	$1,8 \times 10^{-4}$	$5,3 \times 10^{-4}$

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

A geometria do condensador escolhida foi a do tipo AES com funcionamento contracorrente: cabeçote frontal com espelho estacionário, carretel e tampa removíveis, casco de um passe e cabeçote posterior com espelho flutuante e anel bipartido (Figura 11). O casco tipo E é de simples construção e mais barato quando comparado aos outros tipos. Adicionalmente, a vantagem desta combinação é que os espelhos flutuantes permitem expansão térmica diferencial entre o casco e o feixe de tubos e ambos podem ser acessados para inspeção e limpeza mecânica (TEMA, 1999 apud SAHAJPAL; SHAH; NPTEL, 2013, 2013).

Realizando o balanço de energia para o heptano através das Equações 3.8 e 3.9, as quantidades de calor necessárias para a redução da temperatura (calor sensível) e para a mudança de fase (calor latente) foram calculadas.

$$\dot{Q}_s = 0,0664 \text{ kg/s} \times 1,9789 \text{ J/gK}(132,20 - 60) \text{ }^\circ\text{C} = 9,48 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_L = 0,0664 \text{ kg/s} \times 316,31 \text{ kJ/kg} = 21,00 \text{ kW}$$

Comparando os dois valores acima, pode-se observar que a quantidade de calor sensível é consideravelmente elevada, uma vez que o heptano entra no condensador superaquecido, com sua temperatura distante da sua temperatura de saturação. Nos casos em que a quantidade de calor sensível é inferior a 25% do valor do calor latente, o condensador pode ser dimensionado somente para a condensação, considerando o somatório das duas quantidades de calor (NPTEL, 2013).

Uma vez que as quantidades de calor foram obtidas, o fluxo de massa e a temperatura intermediária da água (temperatura de transição da área de resfriamento para condensação) podem ser calculados. Estes resultados, assim como a aplicação do método MLDT para o resfriamento e condensação e a média ponderada se encontram abaixo.

³ Valor retirado do <http://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/ficha_completa1.asp?consulta=HEPTANO>, acessado em 5 de Fev. 2018

⁴ Kern (1965, pg. 845)

$$\dot{m}_a = \frac{(9,48 + 21,00) \text{ kW}}{(45 - 30) \text{ °C} \times 4,1793 \text{ J/gK}} = 0,4864 \text{ kg/s}$$

$$T'_a = 30 \text{ °C} + \frac{21,00 \text{ kW}}{0,4864 \text{ kg/s} \times 4,1793 \text{ J/gK}} = 40,33 \text{ °C}$$

$$\Delta T_r = \frac{(132,20 - 45) \text{ °C} - (60 - 40,33) \text{ °C}}{\ln \left[\frac{(132,20 - 45) \text{ °C}}{(60 - 40,33) \text{ °C}} \right]} = 45,35 \text{ °C}$$

$$\Delta T_c = \frac{(60,00 - 40,33) \text{ °C} - (60 - 30) \text{ °C}}{\ln \left[\frac{(60,00 - 40,33) \text{ °C}}{(60 - 30) \text{ °C}} \right]} = 24,47 \text{ °C}$$

$$\Delta T_p = \frac{9,48 \text{ kW} + 21,00 \text{ kW}}{(9,48 \text{ kW}/45,35 \text{ °C}) + (21,00 \text{ kW}/24,47 \text{ °C})} = 28,56 \text{ °C}$$

Os coeficientes globais de transferência de calor para o resfriamento e condensação substituídos nas Equações 3.15 e 3.16 foram supostos de acordo com Kern (1965, pg. 840) (considerando o fator de incrustação total igual a $5,3 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$).

$$U_{assr} = U_{assc} = 0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$A_{assr} = \frac{9,48 \text{ kW}}{0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 45,35 \text{ °C}} = 0,29 \text{ m}^2$$

$$A_{assc} = \frac{21,00 \text{ kW}}{0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 28,56 \text{ °C}} = 1,21 \text{ m}^2$$

$$A_{asst} = 0,29 \text{ m}^2 + 1,21 \text{ m}^2 = 1,50 \text{ m}^2$$

$$U_{assp} = \frac{(0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 0,29 \text{ m}^2) + (0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 1,21 \text{ m}^2)}{0,29 \text{ m}^2 + 1,21 \text{ m}^2} = 0,70978 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Os valores escolhidos para as dimensões e passo do feixe de tubos, assim como o número de passes da água nos tubos se encontram na Tabela 8 abaixo.

Tabela 8 – Características dimensionais, layout e número do feixe de tubos.

Número de passes nos tubos	4
Diâmetro externo (m)	0,0254
Comprimento (m)	1,8288
Espessura (BWG)	14
Diâmetro interno (m)	0,02184
Passo - layout quadrado (m)	0,03175

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

Substituindo os valores do comprimento e diâmetro externo da [Tabela 8](#) e da área total requerida na [Equação 3.18](#) obteve-se o número de tubos necessários para a troca térmica. A partir do número de tubos e suas características, o diâmetro interno do casco pode ser escolhido e o número de tubos obtido aproximado para o valor tabelado existente mais coerente com o calculado. Os defletores escolhidos foram os de corte duplo vertical de 25% com espaçamento equivalente a 50% do diâmetro interno do casco, estes dados se encontram na [Tabela 9](#).

$$n_t = \frac{1,50 \text{ m}^2}{\pi \times 0,0254 \text{ m} \times 1,8288 \text{ m}} = 10,30 \approx 14$$

Tabela 9 – Dados do casco e defletores.

Diâmetro interno do casco (m)	0,2032
Espaçamento dos defletores (m)	0,1016
Número de tubos tabelado	14

Fonte: Primeiro e último dado retirado de [Kern \(1965, pg. 841\)](#).

O procedimento detalhado do cálculo dos coeficientes de convecção encontra-se no Apêndice A, os valores obtidos substituídos na [Equação 3.19](#) separadamente fornecem os coeficientes globais de troca térmica para resfriamento e condensação. Adicionalmente, seguindo os passos 17 e 18 da metodologia os resultados abaixo foram obtidos.

$$U_r = \frac{1526,03 \text{ W/m}^2\text{K} \times 1124,37 \text{ W/m}^2\text{K}}{1526,03 \text{ W/m}^2\text{K} + 1124,37 \text{ W/m}^2\text{K}} = 647,38 \text{ W/m}^2\text{K} = 0,64738 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$U_c = \frac{1526,03 \text{ W/m}^2\text{K} \times 1411,05 \text{ W/m}^2\text{K}}{1526,03 \text{ W/m}^2\text{K} + 1411,05 \text{ W/m}^2\text{K}} = 733,14 \text{ W/m}^2\text{K} = 0,73314 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$A_r = \frac{9,48 \text{ kW}}{0,64738 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 45,35 \text{ }^\circ\text{C}} = 0,32 \text{ m}^2$$

$$A_c = \frac{21,00 \text{ kW}}{0,73314 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 24,47 \text{ }^\circ\text{C}} = 1,17 \text{ m}^2$$

$$o.d = \left[\frac{(0,32 + 1,17) \text{ m}^2 - 1,5}{1,5} \right] \times 100 = -0,67 \%$$

$$U_p = \frac{0,64738 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 0,32 \text{ m}^2 + 0,73314 \text{ kW/m}^2\text{K} \times 1,17 \text{ m}^2}{0,32 \text{ m}^2 + 1,17 \text{ m}^2} = 0,71459 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

$$\frac{0,71459 - 0,70978}{0,70978} = 0,68 \% < 30 \%$$

Comparando-se os valores das áreas totais de troca térmica encontrados (Equação 3.21), pode-se afirmar que a porcentagem de superdimensionamento de 0,67% é muito satisfatória para este projeto. Um valor semelhante foi encontrado comparando-se os coeficientes globais de troca térmica, 0,68%, ou seja, os valores supostos para estes coeficientes estão quase perfeitos. Substituindo o valor da área de troca térmica real calculado na Equação 3.25, o coeficiente global de troca térmica deste dimensionamento real pode ser encontrado, assim como o fator de incrustação combinado, uma vez que os valores calculados para os coeficientes globais de troca térmica até este momento não levam em consideração os fatores de incrustação dos fluidos. O valor do fator de incrustação combinado também pode ser considerado satisfatório, uma vez que quando comparado ao valor assumido apresenta diferença percentual de aproximadamente 3,02%.

$$A_{real} = 0,079\,797\text{ m}^2/\text{m} \times 14 \times 1,8288\text{ m} = 2,043\text{ m}^2$$

$$U = \frac{9,48\text{ kW} + 21,00\text{ kW}}{2,043\text{ m}^2 \times 28,56\text{ °C}} = 0,522\,60\text{ kW}/\text{m}^2\text{K}$$

$$R = \frac{0,714\,59 - 0,522\,60}{0,714\,59 \times 0,522\,60} = 0,000\,514\text{ m}^2\text{K}/\text{W}$$

Por último, analisando as perdas de carga nos tubos e no casco calculadas no Apêndice B, pode-se afirmar que ambos os valores obtidos estão dentro dos valores permitidos de projeto apresentados na Tabela 6.

$$\Delta P_T = 12,73\text{ kPa}$$

$$\Delta P_C = 3,10\text{ kPa}$$

4.3 Análise finais

- Fluido orgânico de trabalho selecionado: Heptano.

- Eficiências do ciclo ORC configurado: Os valores encontrados e a média utilizada como parâmetro se encontram compilados na Tabela 10 abaixo para melhor visualização. Pode-se observar que ambas as eficiências (térmica e exergética) apresentam valores bem superiores aos valores utilizados como parâmetro, destacando-se a eficiência térmica que excede o parâmetro em 300% o seu valor.

Devido aos valores satisfatórios das eficiências encontradas para o ciclo, pode-se afirmar que a escolha do fluido heptano é adequada.

Características construtivas: As características construtivas finais encontram-se indicadas na Tabela 11. Importante ressaltar que a escolha do condensador casco-tubo horizontal contracorrente que utiliza água como fluido de resfriamento foi escolhido para o desenvolvimento deste projeto por serem de construção, limpeza e manutenção

Tabela 10 – Eficiências encontradas e parâmetros médios fornecidos por [Tchanche et al. \(2009\)](#).

Eficiência	Encontrada	Parâmetro
η_t	12 %	4 %
η_{II}	40 %	15 %

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

relativamente simples e principalmente possuírem métodos de projeto bem testados. As características abaixo foram selecionadas de acordo com os valores disponíveis em [Kern \(1965\)](#).

Tabela 11 – Características construtivas do condensador casco-tubo dimensionado.

Tipo	Casco-tubo
Posicionamento	Horizontal
Funcionamento	Contracorrente
Geometria	AES
Número de passes nos tubos	4
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,0254
Comprimento dos tubos (m)	1,8288
Espessura dos tubos (BWG)	14
Diâmetro interno dos tubos(m)	0,021 84
Passo - Layout Quadrado (m)	0,031 75
Diâmetro interno do casco (m)	0,2032
Corte dos defletores (m)	25 %
Espaçamento dos defletores (m)	0,1016
Número de tubos tabelado	14

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

A partir dos valores apresentados na [Tabela 11](#) pode-se observar que para a troca térmica requerida do condensador, o número de tubos final é relativamente pequeno e as dimensões do seu comprimento total (1,8288 m) e diâmetro interno do casco (0,2032 m) caracterizam um condensador de proporções relativamente reduzidas, um bom aspecto considerando-se o objetivo de se construir um protótipo em um campus universitário.

- Validação do método utilizado: Discutiu-se no Capítulo 3 o método de Kern utilizado para o dimensionamento térmico do condensador, que possui como característica básica iterações de tentativa e erro e somente é válido quando a aproximação dos valores assumidos e os encontrados durante a iteração é adequada. O módulo da diferença em

porcentagem apresentado na [Tabela 12](#) abaixo quantifica esta aproximação e a partir da análise destes valores, pode-se considerar a iteração do método válida, uma vez que nenhuma diferença percentual ultrapassa 5%, valor consideravelmente baixo.

Tabela 12 – Valores encontrados e assumidos dos parâmetros comparativos do método de Kern.

	encontrado	assumido	$ \Delta\% ^5$
Área total de troca térmica (m ²)	1,49	1,50	0,67
Coef. global de transf. de calor (kW/m ² K)	0,714 59	0,709 78	0,68
Fator de incrustação (m ² K/W)	0,000 514	0,000 530	3,02

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

Adicionalmente, analisando-se qualitativamente os valores apresentados na Tabela 12 acima, o valor encontrado maior para o coeficiente global de troca térmica pode ser explicado pelo fato de a área de troca térmica encontrada ser menor que o valor assumido, uma vez que estes valores são inversamente proporcionais para a mesma troca térmica. Já o fato do valor para o fator de incrustação combinado encontrado ser menor que o assumido é positivo, uma vez que o mesmo representa uma resistência à troca térmica.

- Perda de carga: A última análise a ser realizada é em relação à perda de carga calculada e a permitida (característica inicial de projeto do condensador). A [Tabela 13](#) abaixo exhibe os valores das perdas de carga totais nos tubos e no casco permitidas no projeto e calculadas. Comparando-se os valores apresentados pode-se concluir que os valores calculados se encontram abaixo dos valores permitidos, logo, são aceitáveis.

Tabela 13 – Valores totais das perdas de carga calculadas e permitidas no projeto.

Perda de carga (kPa)	Calculada	Permitida
No casco	3,1	13,8
Nos tubos	12,73	35

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

⁵ Valores aceitáveis para U são menores que 30%, neste trabalho foram considerados valores para A e R aceitáveis menores que 5%, porém não há dado em relação a isto em [Kern \(1965\)](#).

5 Conclusão

Neste trabalho, a partir das condições iniciais de projeto do protótipo da planta CSP de 5 kW de potência útil, o fluido orgânico de trabalho heptano pôde ser selecionado e por consequência, encontrando-se as propriedades termodinâmicas do fluido correspondentes aos processos termodinâmicos desenvolvidos no ciclo, realizou-se a configuração do ciclo termodinâmico ORC escolhido para operar na planta ([Figura 17](#)). Adicionalmente, foram realizadas análises dos calores e trabalhos através da aplicação da primeira e segunda leis da termodinâmica para cada componente do ciclo. Observando-se os valores das eficiências encontradas para o ciclo ORC configurado, pode-se concluir de acordo com os parâmetros fornecidos por [Tchanche et al. \(2009\)](#) que o fluido heptano selecionado opera com valores muito satisfatórios ([Tabela 1](#)).

Neste trabalho também foi fornecido todo o equacionamento e metodologia necessários para o dimensionamento térmico de um condensador casco-tubo com resfriamento, de acordo com o método contido em [Kern \(1965\)](#), de modo que outros dados iniciais poderiam ser aplicados a este método. Visando atender às demandas requeridas especificamente pelo ciclo ORC deste trabalho dimensionou-se um condensador casco-tubo horizontal contracorrente utilizando água como fluido de resfriamento.

O método de Kern, por ser baseado em tentativa e erro, sua utilização somente é validada quando os valores supostos para os parâmetros inicialmente possuem uma aproximação razoável com os valores obtidos na iteração através dos cálculos. Os valores encontrados e assumidos dos parâmetros utilizados para a validação do método encontram-se na [Tabela 3](#). As diferenças percentuais entre os valores da área de troca térmica, coeficiente global de transferência de calor e do fator de incrustação são respectivamente: 0,67%, 0,68% e 3,02%. Através destes valores, que representam uma variação muito pequena entre os valores assumidos e encontrados, pode-se concluir que o método de Kern forneceu valores satisfatórios para o dimensionamento térmico do condensador.

Como sugestão de trabalhos futuros pode-se apontar o dimensionamento mecânico do condensador, de maneira que análises mais completas de materiais e custos por exemplo possam ser realizadas, uma vez que somente com o dimensionamento térmico deste trabalho tais análises não são possíveis. Outra proposta seria a análise do efeito da eficiência no ciclo ORC ao utilizar-se outros fluidos orgânicos.

Referências

- BARAL, S. et al. Experimental and thermoeconomic analysis of small-scale solar organic rankine cycle (SORC) system. **Entropy**, v. 17, p. 2039 – 2061, 2015.
- BARROS, Sandro. **Ciclo Rankine Orgânico – Conteúdo**. 2014. Disponível em: <<http://www.gt2.com.br/2014/06/25/ciclo-rankine-organico-conteudo/>>. Acesso em: 6 de Janeiro de 2018.
- BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos. Parametric analysis and optimization of an organic rankine cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors. **Renewable Energy**, v. 114, p. 1376 – 1393, 2017. ISSN 0960-1481.
- BRAZIL, Osiris Ashton Vital. **Regulação e Apropriação de Energia Térmica Solar pela População de Baixa Renda no Brasi**. 129 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Salvador, Salvador, 2006.
- BRONICKI, L.Y. 2 - history of organic rankine cycle systems. In: MACCHI, Ennio; ; ASTOLFI, Marco (Ed.). **Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems**. [S.l.]: Woodhead Publishing, 2017. p. 25 – 66. ISBN 978-0-08-100510-1.
- COMETTA, Emilio. **Energia Solar Utilização e Empregos Práticos**. São Paulo: Hemus, 1998. 165 p.
- CROWE, Robert. **Capturing Waste Heat with Organic Rankine Cycle Systems**. 2011. Disponível em: <<http://www.renewableenergyworld.com/articles/2011/01/capturing-waste-heat-with-organic-rankine-cycle-systems.html>>. Acesso em: 20 de Fevereiro de 2012.
- DRESCHER, Ulli; BRÜGGEMANN, Dieter. Fluid selection for the organic rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 1, p. 223 – 228, 2007. ISSN 1359-4311.
- ENGELHARD, Mr.; RENZ, Dr. The new generation kalina cycle. In: **Electricity generation from Enhanced Geothermal Systems**. Strasbourg, France: Engine, 2006.
- GANHIS, Diógenes. **Apostila Trocadores de Calor**. Bahia: CEFET-BA, 2011. Disponível em: <http://www.ifba.edu.br/professores/diogenesgaghis/ESTUDO%20DIRIGIDO/TC_TROCADORES/Apostila%20de%20Trocadores%20de%20Calor.doc>. Acesso em: 2 de Fev. de 2018.
- INCROPERA, Frank. P; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. New York, NY: John Wiley, 2011. 1048 p.
- KALOGIROU, Soteris A. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems**. 1. ed. California: Elsevier, 2009. 840 p.
- KERN, Donald Q. **Process Heat Transfer**. International student edition. New York: McGraw-Hill, 1965. 871 p.

- LORA, Electo Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marco Antônio Rosa Do. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**. 2. ed. Rio de Janeiro, RJ: Interciência, 2004. 1291 p.
- NPTEL. **Process Design of heat exchanger**. National Programme on Technology Enhanced Learning (NPTEL), 2013. Disponível em: <<http://nptel.ac.in/courses/103103027/pdf/mod1.pdf>>. Acesso em: 09 de Janeiro de 2018.
- PATIL, Vikas R. et al. Techno-economic comparison of solar organic rankine cycle (orc) and photovoltaic (pv) systems with energy storage. **Renewable Energy**, v. 113, p. 1250 – 1260, 2017. ISSN 0960-1481.
- QUOILIN, Sylvain et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168 – 186, 2013. ISSN 1364-0321.
- SAHAJPAL, Shreya; SHAH, Parin D. Thermal design of ammonia desuperheater-condenser and comparative study with htri. **Procedia Engineering**, v. 51, p. 375 – 379, 2013. ISSN 1877-7058. Chemical, Civil and Mechanical Engineering Tracks of 3rd Nirma University International Conference on Engineering (NUICONE2012).
- SORIA, Rafael Andres Peñafiel. **Proposta Metodológica para Formulação Política para o Desenvolvimento da Tecnologia Hiolermica no Brasil**. 371 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.
- SOTOMONTE, César Adolfo Rodriguez. **Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo rankine orgânicos**. 132 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.
- STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES. **TEMA**. New York, 1999. 302 p.
- TCHANCHE, Bertrand Fankam et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11, p. 2468 – 2476, 2009. ISSN 1359-4311.
- TCHANCHE, Bertrand F.; PéTRISSANS, M.; PAPADAKIS, G. Heat resources and organic rankine cycle machines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 1185 – 1199, 2014. ISSN 1364-0321.
- VALDIMARSSON, Pall; ELIASSON, Larus. Factors influencing the economics of the kalina power cycle and situations of superior performance. **International Geothermal Conference**, Reykjavík, p. 32 – 40, 2003.
- VEGA, Adriano Costa. **Estudo do aproveitamento do calor de compressão em ciclo de refrigeração como fonte de sistema de potência**. 57 p. — Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2013.

APÊNDICE A – Cálculos dos coeficientes de convecção

A.1 Coeficiente de convecção interno (nos tubos)

Para o cálculo do coeficiente de convecção interno aos tubos é necessário a obtenção da velocidade da água (Equação A.1) e do número de Reynolds (Equação A.2). O número de Reynolds deve ser mantido acima de 10000 para que o escoamento seja mantido em regime turbulento. A partir destes dois valores o coeficiente de convecção pode ser encontrado graficamente em Kern (1965).

$$u_a = \frac{4\dot{m}_a(n_p/n_t)}{\pi\rho d_i^2} = 0,397 \text{ m/s} \quad (\text{A.1})$$

$$Re_a = \frac{4\dot{m}_a(n_p/n_t)}{\pi\rho\mu_a} = 12\,198,59 \quad (\text{A.2})$$

$$h_i = 1829,779 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (\text{A.3})$$

$$h_{ie} = h_i \left(\frac{d_i}{d_e} \right) = 1526,03 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (\text{A.4})$$

h_i referente ao diâmetro externo dos tubos.

A.2 Coeficiente de convecção externos (casco)

A.2.1 Coeficiente de convecção para o resfriamento

Primeiramente é necessário o cálculo da área de escoamento do heptano no casco (Equação A.5), diâmetro equivalente (Equação A.6) e do fluxo de massa por área (Equação A.7) respectivamente, conforme equações abaixo.

$$A_{ec} = \frac{D_i \cdot (P_t - d_e) \cdot B}{P_t} = 0,004 \text{ m}^2 \quad (\text{A.5})$$

$$d_{eq} = 0,025\,14 \text{ m} \quad (\text{A.6})$$

$$G = \frac{\dot{m}_{ft}}{A_{ec}} = 16,084 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (\text{A.7})$$

A partir destes valores o número de Reynolds pode ser calculado (Equação A.8), o fator j_H encontrado graficamente na página 838 de Kern (1965) e, finalmente o valor do coeficiente de convecção para o resfriamento estimado através da Equação A.10.

$$Re_{ft} = \frac{d_{eq} \cdot G}{\mu_{ft}} = 54\,415,77 \quad (\text{A.8})$$

$$j_H = 170 \quad (\text{A.9})$$

$$h_{er} = j_H \frac{k_{ft}}{d_{eq}} \left(\frac{c_{ft} \mu_{ft}}{k_{ft}} \right)^{1/3} = 1124,37 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (\text{A.10})$$

A.2.2 Coeficiente de convecção para condensação

Nesta seção as propriedades termodinâmicas do heptano (Tabela 14) devem ser avaliadas na temperatura de filme (Equação A.13). Para este fim, um coeficiente de convecção deve ser arbitrado e a temperatura na parede externa dos tubos deve ser encontrada (Equação A.12)

$$h_{ea}^1 = 1200 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (\text{A.11})$$

$$T_w = T_{ma} + \frac{h_{ea}}{h_{ie} + h_{ea}} (T_{sft} - T_{ma}) = 47,4^\circ\text{C} \quad (\text{A.12})$$

$$T_F = \frac{T_{sft} + T_w}{2} = 53,7^\circ\text{C} \quad (\text{A.13})$$

Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas do heptano avaliadas na temperatura de filme e pressão de operação.

Massa específica (kg/m ³)	655,38
Condutividade Térmica (W/m K)	0,124 07
Viscosidade dinâmica (Pa s)	0,000 29

Fonte: Tabela elaborada pela autora.

Além das propriedades é necessário o cálculo do fluxo de massa linear do heptano (Equação A.15). Para este cálculo inicialmente deve ser arbitrado uma porcentagem do comprimento total dos tubos em que ocorrerá a condensação. O valor escolhido foi de 75%.

$$L_c = L \times 0,75 = 1,3716 \text{ m} \quad (\text{A.14})$$

¹ Valor arbitrado teve como parâmetro o valor do coeficiente de convecção encontrado na seção A.2.1.

$$G'' = \frac{\dot{m}_{ft}}{L_c \eta_t^{2/3}} = 0,008 \text{ kg/ms} \quad (\text{A.15})$$

Considerando os dados da [Tabela 14](#), o valor da gravidade igual a $9,8 \text{ m/s}^2$ e o fluxo de massa linear encontrado na Eq. 12, o coeficiente de convecção para a condensação no casco pode ser calculado ([Equação A.16](#)).

$$h_{ec} = 1,5 \left(\frac{4G''}{\mu_f} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 p_f^2 g} \right)^{-1/3} = 1411,05 \quad (\text{A.16})$$

Após o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor e da área de troca térmica para a condensação, a porcentagem do comprimento e conseqüentemente da área assumida pode ser verificado ([Equação A.17](#)).

$$\frac{A_c}{A_r + A_c} = 0,78 = 78 \% \quad (\text{A.17})$$

A área em que ocorre a condensação representa 78% da área calculada total, desta maneira pode-se considerar o valor de 75% arbitrado como satisfatório.

APÊNDICE B – Cálculos da perda de carga

Importante ressaltar que as equações de perda de carga apresentadas por Kern (1965) foram elaboradas de maneira a facilitar a utilização em unidades americanas, por esta razão todas variáveis deste apêndice foram aplicadas a estas equações em unidades americanas e posteriormente convertidas para as unidades do Sistema Internacional.

B.1 Perda de carga da água (nos tubos)

Para os tubos a perda de carga é o somatório da carga perdida nos mesmos pelo escoamento (Equação B.1) e a carga perdida devido ao número de passes nos tubos, chamada de perda de carga de retorno (Equação B.2).

Para $Re_a = 12\,198,59$, $f = 0,0432$:

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n_p}{5,22 \times 10^{10} \times d_i \times 5 \times \phi_t^*} \quad (\text{B.1})$$

* ϕ representa a razão entre a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura calorífica e na temperatura de filme. ϕ pode ser considerado igual a 1 para os cálculos deste trabalho.

Onde $G_t = \frac{\dot{m}_a n_p}{n_t \times a_t} = 394,5737 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, considerando $a_t' = 0,000\,352 \text{ m}^2$ (área de escoamento tabelada por tubo) e $s_a = 1$, logo: $\Delta P_t = 0,0965 \text{ kPa}$.

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n_p}{5}\right) \left(\frac{\mu_a}{2g}\right) = 12,63 \text{ kPa} \quad (\text{B.2})$$

Desta forma, $\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 12,73 \text{ kPa}$.

B.2 Perda de carga do heptano (no casco)

B.2.1 Perda de carga no resfriamento

Para o cálculo da perda de carga durante o resfriamento do heptano no casco primeiramente é necessário o cálculo do comprimento (arbitrado em 25% do comprimento total (Equação B.3), de acordo com a seção 2.2 do Apêndice A) e número de cruzamentos correspondentes a este processo (Equação B.4). O número de cruzamentos deve ser aproximado para o número inteiro mais próximo.

Para $Re_{ft} = 54\,415,77$, $f = 0,2304$.

$$L_r = 0,25L = 0,4572 \text{ m} \quad (\text{B.3})$$

$$L_r/B = 4,5 \approx 5 \quad (\text{B.4})$$

$$s_{ft} = 0,000\,929$$

$$\Delta P_r = \frac{f G^2 D_i (L_r/B)}{5,22 \times 10^{10} d_{eq} s_{ft} \phi} = 1,29 \text{ kPa} \quad (\text{B.5})$$

B.2.2 Perda de carga na condensação

O mesmo processo apresentado na seção anterior deve ser repetido para o cálculo da perda de carga durante a condensação. A única diferença é a porcentagem assumida do comprimento total de 75%. Os demais parâmetros se repetem.

$$L_c = 1,3716 \text{ m}$$

$$L_c/B = 13,5 \approx 14$$

$$\Delta P_c = \frac{1}{2} \frac{f G^2 D_i (L_c/B)}{5,22 \times 10^{10} \times d_{eq} \times s_{ft}} = 1,81 \text{ kPa} \quad (\text{B.6})$$

B.2.3 Perda de carga total

A perda de carga total no casco é o somatório das perdas no resfriamento e condensação.

$$\Delta P_C = \Delta P_r + \Delta P_c = 3,10 \text{ kPa} \quad (\text{B.7})$$