

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

TESE DE DOUTORADO

**SIMULAÇÃO *OFF-DESIGN* DE UM SISTEMA
ORC PARA RECUPERAÇÃO DO CALOR
RESIDUAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA**

Autor: Rieder de Oliveira Neto

Itajubá, fevereiro 2021

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

Rieder de Oliveira Neto

**SIMULAÇÃO *OFF-DESIGN* DE UM SISTEMA
ORC PARA RECUPERAÇÃO DO CALOR
RESIDUAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA**

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

Orientador: **Prof. Dr. Christian J. R. Coronado**

Coorientador: **Dr. César Adolfo Rodriguez Sotomonte**

Área de Concentração: **Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

Itajubá, M.G. – Brasil

ÍNDICE

ÍNDICE	3
RESUMO	6
ABSTRACT	7
LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE TABELAS	13
NOMENCLATURA	14
1. INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos	23
1.1.1 Objetivo geral.....	23
1.1.2 Objetivos específicos.....	23
1.2 Justificativa	23
1.3 Desenvolvimento do trabalho	24
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
2.1 Ciclo Rankine Orgânico	27
2.1.1 Principais configurações do ORC	28
2.2 Fontes de calor para ORC	29
2.2.1 Biomassa	29
2.2.2 Energia solar térmica.....	30
2.2.3 Energia geotérmica.....	31
2.2.4 Recuperação de calor.....	33
2.3 Fluidos de trabalho	34
2.3.1 Condições que definem um ótimo fluido de trabalho para o ORC	35
2.4 Métodos de análise de modelos ORC	36
2.4.1 Análises paramétricas.....	37
2.4.2 Otimização em regime permanente	38
2.5 Cálculo do rendimento do ORC	40
2.5.1 Rendimento de Primeira Lei.....	40

2.5.2	Rendimento de Segunda Lei.....	41
2.6	Análise <i>off-design</i>.....	42
3.	DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS.....	50
3.1	Trocadores de calor (evaporador e condensador).....	50
3.1.1	Método de projeto hidráulico e térmico do TEMA F.....	52
3.1.2	Projeto básico de um trocador de calor	53
3.1.3	Coeficiente global de transferência de calor	53
3.1.4	Método de modelagem	54
3.2	Expansor.....	58
3.2.1	Turbina radial	59
3.2.2	Método da linha média (MLM).....	61
3.2.3	Perdas de entalpia na entrada do estator.....	62
3.2.4	Perdas devido ao atrito do fluido com as paredes das pás do rotor	63
3.2.5	Perdas na passagem do escoamento pela voluta e estator	63
3.2.6	Perdas nos vãos entre carcaça (voluta) e rotor	64
3.2.7	Perdas na saída do equipamento.....	65
3.3	Bomba.....	66
4.	ORC <i>ON-DESIGN</i>.....	67
4.1	Modelo ORC analisado.....	67
4.2	Parametrização em regime permanente <i>on-design</i> do modelo.....	70
4.2.1	Parâmetros de simulação	70
4.2.2	Resultados <i>on-design</i>	71
5.	ORC <i>OFF-DESIGN</i>	75
5.1	Simulação	75
5.2	Projeto dos trocadores de calor.....	77
5.2.1	Projeto geométrico	78
5.2.2	Projeto térmico e hidráulico	79
5.3	Projeto da turbina radial	81
5.3.1	Parâmetros construtivos necessários para simulação	81
5.3.2	Curvas de funcionamento da turbina.....	83
5.4	Projeto da bomba centrífuga.....	88
5.5	Resultados <i>off-design</i>.....	88
6.	ANÁLISE ECONÔMICA	96

6.1 CEPCI – <i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i>	96
6.2 Simulação	97
6.2.1 Custo de investimento	98
6.2.2 Custo da eletricidade produzida (EPC – <i>Electricity Production Cost</i>)	101
6.2.3 Tempo de retorno do investimento – <i>Payback</i>	102
6.3 Resultados e discussão	102
6.3.1 Configuração do sistema ORC <i>on-design</i>	103
6.3.2 Configuração do sistema ORC <i>off-design</i>	106
7. CONCLUSÃO	113
7.1 Trabalhos Futuros	114
REFERÊNCIAS	115
ANEXO A	128
ANEXO B	130

RESUMO

Os gases de exaustão de um motor de combustão interna (MCI) deixam o equipamento ainda com energia suficiente para gerar mais potência elétrica, se utilizado um sistema próprio para esse fim. Logo, devido a esse cenário de possibilidade de aumentar a eficiência da planta energética e, assim, diminuir a emissão de poluentes e consumo de combustível, neste trabalho fez-se um estudo sobre o aproveitamento da energia residual existente nos gases de combustão de um motor de combustão interna estacionário a diesel. Para tal, foi utilizado o ORC (*Organic Rankine Cycle*), ciclo termodinâmico que utiliza um fluido orgânico como fluido de trabalho. As análises constituem-se em três partes: 1) análise paramétrica de um sistema ORC em regime permanente *on-design* (dentro das condições de projeto) para averiguar a influência da variação dos parâmetros termodinâmicos, tanto na potência produzida quanto na vazão de fluido de trabalho, com o objetivo de determinar o ponto ótimo de operação do ciclo, denominado “ponto de projeto”; 2) análise paramétrica do mesmo ciclo, agora em regime permanente *off-design* (fora das condições de projeto), para verificação das mesmas influências quando são variadas as características da fonte de calor (vazão e temperatura), agora sem variar o projeto geométrico dos equipamentos constituintes do ciclo, o que aproxima o funcionamento do ciclo à realidade; 3) a análise econômica de viabilidade de implantação para tal planta ORC, a partir do modelo baseado no CEPCI (*Chemical Engineering's Plant Cost Index*). Das análises termodinâmicas quanto a eficiência do ciclo, o projeto do sistema foi determinado para uma vazão do fluido de trabalho de 0,09 kg/s, pressão de evaporação e condensação de 3.870 kPa e 25 kPa, respectivamente e com o gás de exaustão (fonte de calor) à 420 °C e 0,1697 kg/s. A partir desse ponto de operação, foram determinadas as geometrias dos componentes básicos do ORC: evaporador, turbina, condensador e bomba. Para as simulações *off-design*, realizadas com auxílio do software ASPEN HYSYS® V.11, foram variadas a pressão de evaporação, a vazão de fluido de trabalho e as condições de entrada da fonte de calor. De tais simulações em diferentes condições, foi constatada uma produção de potência líquida mínima, média e máxima, respectivamente, de 8,56 kW, 15,59 kW e 26,29 kW, enquanto na condição de projeto foi de 14,72 kW. A análise econômica expõe que o investimento inicial para a implantação do sistema é de R\$ 93.502,22 e o retorno financeiro e a taxa de retorno de chegam a uma média de 1,5 anos e 90%, respectivamente, a depender dos valores de juros tomados para o investimento. O estudo revela o sistema não requer grandes investimentos de capital e pode trazer retorno do investimento em pouco tempo e com ganhos satisfatórios a partir de então.

Palavras-chave: Ciclo Rankine Orgânico, *off-design*, análise técnica, análise econômica.

ABSTRACT

The exhaust gases of an internal combustion engine (MCI) leave the equipment still with sufficient temperature to generate more electrical power, if a system is used for this purpose. Therefore, due to this scenario of the possibility of increasing the efficiency of the energy plant, thus reducing the emission of pollutants and fuel consumption, in this work a study was made on the use of the residual energy existing in the combustion gases of an engine diesel stationary internal combustion. For this, the ORC (Organic Rankine Cycle) was used, a thermodynamic cycle that uses an organic fluid as the working fluid. The analyzes are evaluated in three parts: 1) parametric analysis of an ORC system in permanent on-design regime (within the design conditions) to ascertain the influence of the variation of thermodynamic parameters, both in power and in the flow of working fluid, with the objective of determining the optimum point of operation of the cycle, determined "design point"; 2) parametric analysis of the same cycle, now in a permanent off-design regime (outside the design conditions), to check the influences when they are varied as a characteristic of the heat source (flow and temperature), now without varying the geometric design of the equipment constituents of the cycle, which brings the functioning of the cycle closer to reality; 3) an economic analysis of the feasibility of implantation for such an ORC plant, based on the model based on CEPCI. From the thermodynamic analyzes regarding the cycle efficiency, the system design was determined for a working fluid flow of 0.09 kg / s, evaporation and condensation pressure of 3.870 kPa and 25 kPa, respectively and with the exhaust gas (heat source) at 420 ° C and 0.1697 kg / s. From that point of operation, the geometries of the basic components of the ORC were determined: evaporator, turbine, condenser and pump. For the off-design simulations, performed with the aid of the ASPEN HYSYS® V.11 software, the evaporation pressure, the working fluid flow and the heat source inlet conditions were varied. From such simulations in different conditions, a minimum, average and maximum net power production of 8.56 kW, 15.59 kW and 26.29 kW, respectively, was observed, while in the design condition of 14.72 kW. The informative economic analysis that the initial investment for the implementation of the system is R\$ 93,502.22 and the financial return and the rate of return reach an average of 1.5 years and 90%, respectively, depending on the values of interest taken for investment. The study shows that the system does not require large capital investments and can bring return on investment in a short time and with satisfactory gains from then on.

Keywords: Organic Rankine cycle, off-design, technical analysis, economic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Fontes de energia para produção de eletricidade no Brasil em 2019.....	19
Figura 1.2 – Fontes de energia para produção de eletricidade no mundo entre 1987 e 2019. .	19
Figura 1.3 – Crescente número de publicações de pesquisas acerca de fontes renováveis de energia, na plataforma on-line da editora ELSEVIER.	20
Figura 1.4 – Desenvolvimento etapa a etapa do trabalho.....	26
Figura 2.1 – Principais equipamentos de um sistema ORC.	27
Figura 2.2 - ORC com Trocador de Calor Interno.	28
Figura 2.3 - ORC em Cascata.....	28
Figura 2.4 - ORC com Superaquecedor.	29
Figura 2.5 – ORC Regenerativo que utiliza o calor da Terra como fonte de energia.	32
Figura 2.6 – ORC Utilizado no processo de recompressão de gás natural.....	33
Figura 2.7 – Sistema que utiliza a queima da biomassa, coletores solares e ORC para geração de eletricidade.....	34
Figura 2.8 – Curvas de fluido de trabalho para ORC. (a) Fluido Úmido; (b) Fluido Isentrópico; (c) Fluido Seco.	35
Figura 2.9 – Curvas da variação das condições de funcionamento do motor em função da temperatura dos gases de exaustão.	38
Figura 2.10 – Curvas da variação do tempo de retorno de investimento em função da temperatura de condensação para um sistema ORC.....	39
Figura 2.11 – Diagrama T-s para um sistema ORC com fluido de trabalho seco.	40
Figura 2.12 – Variação da eficiência do ORC com relação as temperaturas da (a) fonte de calor e (b) da água de condensação.	44
Figura 2.13 – Variação da eficiência do ORC com relação as temperaturas da (a) fonte de calor e (b) da água de condensação.	44
Figura 2.14 – Variação da (a) potência produzida pela planta ORC, (b) eficiência da planta ORC e (c) pressão no evaporador, em função da potência produzida pela microturbina a gás.	45

Figura 2.15 – Variação da eficiência do ciclo ORC com dois expansores e funcionamento off-design em função da temperatura de operação e rotação dos sistemas de expansão.	46
Figura 2.16 – Variação na produção do ciclo ORC de acordo com a carga de operação da turbina a gás e da temperatura de superaquecimento e entrada na turbina.	46
Figura 2.17 – Variação na produção de potência para o aumento da temperatura ambiente em cada sistema projetado para funcionamento em uma temperatura ambiente distinta.	48
Figura 3.1 – Modelo de trocador de calor do tipo casco e tubo.	51
Figura 3.3 – Trocador de calor em série do tipo 2m-2n TEMA F, que possui maior eficácia que o 2-2n TEMA F.	52
Figura 3.5 – Processo de transferência de calor no processo de evaporação em cada setor do trocador de calor (1) superaquecimento, (2) mudança de fase (3) aquecimento. FQ → Fonte quente, WF → Fluido de trabalho.	54
Figura 3.6 – Seção circular do casco de um trocador de calor que contém um defletor segmental.	57
Figura 3.7 – Tipos de dispositivos de expansão utilizados pelas principais empresas de sistemas ORC, de acordo com a potência produzida pelo ciclo.	59
Figura 3.8 – Esquema construtivo de uma turbina radial.	60
Figura 3.9 – Triângulos de velocidade na (a) Entrada do rotor e (b) Saída do rotor.	61
Figura 3.10 – Irreversibilidades na turbina radial em cada parte do equipamento.	62
Figura 3.11 – Lacunas entre as pás e a voluta (a) superior e (b) traseira.	64
Figura 3.12 – Participação percentual de cada tipo de perda de entalpia (1–Voluta e estator; 2–Entrada do estator; 3–Atrito nas pás; 4–Vãos entre as pás e a voluta; 5–Saída do equipamento.	64
Figura 4.1 – Configuração ORC analisada na simulação on-design.	68
Figura 4.2 – Potência líquida produzida para cada variação dos parâmetros para cada fluido de trabalho, com destaque para os fluido julgados mais adequados.	69
Figura 4.3 – Coeficiente de transferência de calor multiplicado pela área de troca térmica para cada fluido de trabalho, com destaque para os fluido julgados mais adequados.	69

Figura 4.4 – Influência da variação no Pinch Point para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.....	72
Figura 4.5 – Influência da variação no Superaquecimento para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.....	73
Figura 4.6 – Influência da variação da Temperatura de Evaporação para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.....	73
Figura 5.1 – Configuração ORC analisada na simulação off-design.	76
Figura 5.2 – Esboço da geometria dos trocadores de calor (a) evaporador e (b) condensador.	78
Figura 5.3 – Processo de transferência de calor da fonte de calor (gás de escape) para o ciclohexano (fluido de trabalho) ao longo do evaporador.	80
Figura 5.4 – Processo de transferência de calor do ciclohexano para a água de condensação ao longo do condensador.	80
Figura 5.5 – Perda de entalpia entre a turbina real e a isentrópica, em função da vazão mássica do fluido de trabalho e da pressão de entrada na turbina, para uma pressão de condensação de 25 kPa.	83
Figura 5.6 – Potência produzida x Vazão do fluido de trabalho (a) 20.000 rpm, (b) 50.000 rpm, (c) 80.000 rpm e (d) 100.000 rpm.	84
Figura 5.7 – Potência produzida x Vazão do fluido de trabalho (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.....	85
Figura 5.8 – Potência produzida x velocidade de rotação (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.....	85
Figura 5.9 – Eficiência isentrópica x Vazão do fluido de trabalho (a) 20.000 rpm, (b) 50.000 rpm, (c) 80.000 rpm e (d) 100.000 rpm.	86
Figura 5.10 – Eficiência isentrópica x Vazão do fluido de trabalho (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.	87
Figura 5.11 – Eficiência isentrópica x velocidade de rotação (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.....	87
Figura 5.12 – Razão de eficiência da bomba de fluido de trabalho em relação a razão de vazões mássicas.	88

Figura 5.13 – Potência líquida x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.	90
Figura 5.14 – Eficiência térmica do ciclo x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.	90
Figura 5.15 – Potência líquida x Condição da fonte de calor (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.	92
Figura 5.16 – Eficiência térmica x Condição da fonte de calor (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.	92
Figura 5.17 – Velocidade de rotação da turbina x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.	93
Figura 5.18 – Eficiência isentrópica da turbina x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.	93
Figura 5.19 – Variação da potência produzida pelo MCI (sem o ORC) e seu consumo de combustível, de acordo com o aumento da temperatura da fonte de calor.	95
Figura 5.20 – Eficiências de Segunda Lei, em cada condição de operação para os pontos de mínima, média e máxima produção de potência do sistema MCI+ORC off-design.	95
Figura 6.1 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (on-design).	104
Figura 6.2 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de utilização do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (on-design).	105
Figura 6.3 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (on-design).	106
Figura 6.4 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.	107

Figura 6.5 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.	108
Figura 6.6 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.	108
Figura 6.7 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.	109
Figura 6.8 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.....	109
Figura 6.9 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento off-design.	110
Figura 6.10 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento off-design.....	111
Figura 6.11 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento off-design.....	112
Figura 6.12 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento off-design.....	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Resumo dos estudos recentes sobre o ciclo ORC usado como tecnologia para recuperação de calor.	23
Tabela 4.1 – Parâmetros variados para análise em regime permanente do sistema ORC proposto.	68
Tabela 4.2 – Características e considerações principais feitas para análise técnica do sistema ORC proposto.	68
Tabela 4.3 – Valores de temperatura e vazão do gás de escape de um MCI, para cinco condições de funcionamento.	70
Tabela 5.1 – Dados geométricos de projeto dos trocadores de calor.	78
Tabela 5.2 – Dados térmicos e hidráulicos nos trocadores de calor para projeto na condição C5 da fonte de calor.	79
Tabela 5.3 – Parâmetros construtivos da turbina radial.....	82
Tabela 5.4 – Parâmetros técnicos de funcionamento do MCI analisado, sem o ORC.	94
Tabela 6.1 – Coeficientes “K” referentes ao tamanho ou capacidade e ao tipo de equipamento.	99
Tabela 6.2 – Materiais para fabricação de cada equipamento.	99
Tabela 6.3 – Coeficientes e constantes necessários para o cálculo dos parâmetros “FP” e “FBM”, tanto dos trocadores de calor quanto das bombas.	101
Tabela 6.4 – Parâmetro “FBM” para a turbina, evaporador e torre de resfriamento.....	101
Tabela 6.5 – Custo de investimento para os equipamentos do ciclo ORC.	103

NOMENCLATURA

Abreviaturas

<i>ANSI</i>	<i>American National Standards Institute</i>
<i>ASME</i>	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
<i>ASTM</i>	<i>American Society for Testing and Materials</i>
<i>CEPCI</i>	<i>Chemical Engineering's Plant Cost Index</i>
<i>CFD</i>	<i>Computacional Fluid Dynamic (Dinâmica dos Fluido Computacional)</i>
<i>CRC</i>	<i>Convencional Rankine Cycle (Ciclo Rankine Convencional)</i>
<i>EES</i>	<i>Engineering Equation Solver (Solucionador de Equações de Engenharia)</i>
<i>EPC</i>	<i>Electricity Production Cost (Custo da Eletricidade Produzida)</i>
<i>ESG</i>	<i>Environmental, Social and Governance (Meio Ambiente, Social e Governança)</i>
<i>GWP</i>	<i>Global Warming Potential (Potencial de Aquecimento Global)</i>
<i>MCI</i>	<i>Motores de Combustão Interna</i>
<i>ODP</i>	<i>Ozone Depletion Potential (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio)</i>
<i>ORC</i>	<i>Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine Orgânico)</i>
<i>PP</i>	<i>Pinch Point</i>
<i>ROI</i>	<i>Return on Investment (Retorno Sobre o Investimento)</i>
<i>SUP</i>	<i>Superaquecimento</i>
<i>TEMA</i>	<i>Tubular Exchanger Manufacturers Association</i>
<i>VE</i>	<i>Porcentagem de Temperatura Crítica para Evaporação</i>

Símbolos

\dot{Q}_v	<i>vazão volumétrica [m^3/s]</i>
\dot{Q}	<i>taxa de transferência de calor [W]</i>
\dot{W}	<i>potência [W]</i>

\dot{m}	vazão de massa [kg/s]
Δ	variação
A	Anuidade
B	Constante referente ao tipo de equipamento ou dispositivo
b	largura [m]
B_c	altura dos baffles [m]
c	velocidade no sentido positivo no triângulo de velocidades [m/s]
Custo	Custo de investimento total real [US\$]
d	diâmetro [m]
f	Fator de custo com operação, manutenção e seguro de instalação
G	Ganho financeiro [R\$/kWh ou US\$/kWh]
g	gravidade [m/s ²]
h	entalpia específica [J/kg]
H	Horas de funcionamento durante o ano [h/ano]
i	Taxa anual de juros tomada para o investimento [%]
K	Constante da correlação entre equipamento e capacidade ou tamanho
L	comprimento
L_{atr}	Perda de entalpia específica devido ao atrito do fluido com as paredes das pás do rotor [J/kg]
L_{ee}	Perda de entalpia específica na entrada do estator [J/kg]
L_h	Perda de entalpia específica [J/kg]
L_{st}	Perda de entalpia específica na saída da turbina [J/kg]
L_{vol}	Perda de entalpia específica na passagem do fluido pela voluta e estator entrada do estator [J/kg]
L_{vs} e L_{vt}	Perda de entalpia nos vãos entre carcaça (voluta) e rotor [J/kg]
N	número
n	número de passes
N_R	número de pás do rotor e estator

n_s	<i>velocidade nominal</i>
O_t	<i>distância entre o centro de dois tubos sequenciais [mm]</i>
p	<i>pressão [Pa]</i>
<i>Preço</i>	<i>Preço de venda da energia elétrica</i>
r	<i>raio [m]</i>
R	<i>resistência térmica [K/W]</i>
Re	<i>número de Reynolds</i>
s	<i>entropia específica [J/(kg . K)]</i>
T	<i>temperatura [K]</i>
t	<i>tempo de operação da planta [anos]</i>
U	<i>coeficiente global de transferência de calor [W/(m².K)]</i>
u	<i>velocidade [m/s]</i>
W	<i>velocidade no sentido negativo no triângulo de velocidades [m/s]</i>
X	<i>título</i>
Z_R	<i>comprimento axial do rotor [m]</i>
α	<i>ângulo positivo na turbina [°]</i>
β	<i>ângulo negativo na turbina [°]</i>
δ	<i>espessura [m]</i>
ε_a	<i>folga axial entre o rotor e a carcaça da turbina [mm]</i>
ε_b	<i>folga traseira entre o rotor e a carcaça da turbina [mm]</i>
ε_r	<i>folga radial entre o rotor e a carcaça da turbina [mm]</i>
ζ	<i>Constante de classificação do equipamento quanto à pressão [US\$]</i>
η_I	<i>eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica</i>
η_{II}	<i>eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica</i>
μ	<i>viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]</i>
ρ	<i>massa específica [kg/m³]</i>
Ω	<i>velocidade angular [rpm]</i>

<i>A</i>	<i>área de transferência de calor [m²]</i>
<i>e</i>	<i>exergia específica [J/kg]</i>
<i>k</i>	<i>coeficiente de condutividade térmica [W/(m.K)]</i>

Subscritos

<i>0</i>	<i>referência</i>
<i>1</i>	<i>Ponto 1</i>
<i>2</i>	<i>Ponto 2</i>
<i>3</i>	<i>Ponto 3</i>
<i>4</i>	<i>Ponto 4</i>
<i>5</i>	<i>Ponto 5</i>
<i>6</i>	<i>Ponto 6</i>
<i>a</i>	<i>água de condensação</i>
<i>b</i>	<i>bomba</i>
<i>baf</i>	<i>defletores (baffles)</i>
<i>BM</i>	<i>Módulo ou equipamento</i>
<i>c</i>	<i>fluido frio</i>
<i>ca</i>	<i>casco</i>
<i>cond</i>	<i>condensador</i>
<i>e</i>	<i>entrada</i>
<i>evap</i>	<i>evaporador</i>
<i>f</i>	<i>incrustação</i>
<i>fon</i>	<i>fonte de calor</i>
<i>h</i>	<i>fluido quente</i>
<i>i</i>	<i>interno</i>
<i>ise</i>	<i>isentrópico</i>
<i>L</i>	<i>ao longo do comprimento</i>
<i>liq</i>	<i>líquida ou útil</i>

<i>lm</i>	<i>média logarítmica</i>
<i>M</i>	<i>Material</i>
<i>m</i>	<i>médio</i>
<i>o</i>	<i>externo</i>
<i>off</i>	<i>off-design</i>
<i>on</i>	<i>on-design</i>
<i>p</i>	<i>pressão ambiente</i>
<i>real</i>	<i>condição real de funcionamento</i>
<i>rev</i>	<i>reversível</i>
<i>s</i>	<i>saída</i>
<i>t</i>	<i>turbina</i>
<i>total</i>	<i>Valor total</i>
<i>tu</i>	<i>tubo</i>
<i>VC</i>	<i>volume de controle</i>
<i>w</i>	<i>parede</i>
<i>wf</i>	<i>fluido de trabalho</i>

Sobrescritos

<i>0</i>	<i>padrão</i>
----------	---------------

1. INTRODUÇÃO

Segundo a atual política de preservação ambiental e aproveitamento de recursos naturais, o número de pesquisas publicadas que visam desenvolver tecnologias alternativas aos combustíveis fósseis passa de 1,3 milhão no acervo *on-line* da editora ELSEVIER. Também, a tentativa de aumentar a eficiência de equipamentos e processos para que as fontes de energia, com origem em combustíveis fósseis, sejam reduzidas tanto no Brasil (Figura 1.1) quanto no mundo (Figura 1.2), é um dos objetivos principais dessas pesquisas.

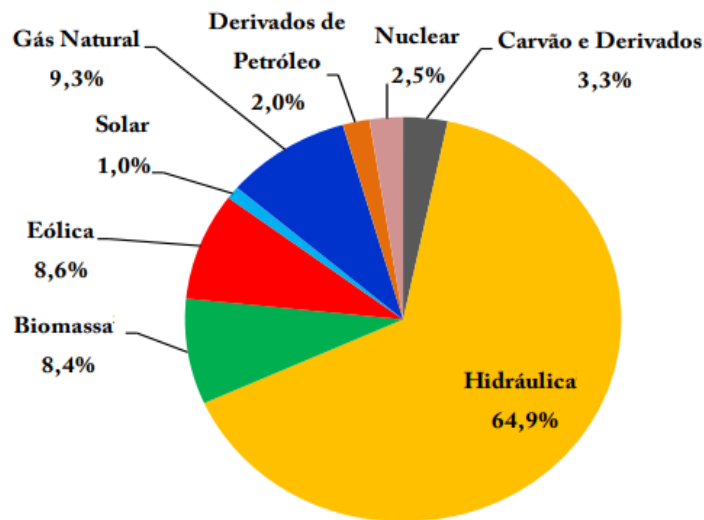


Figura 1.1 – Fontes de energia para produção de eletricidade no Brasil em 2019.
 FONTE: BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL (2020)

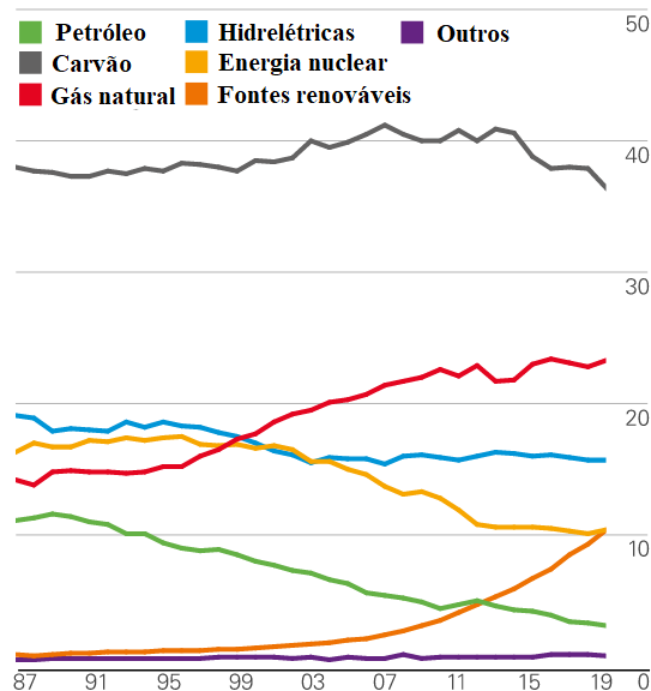


Figura 1.2 – Fontes de energia para produção de eletricidade no mundo entre 1987 e 2019.
 FONTE: BRITISH PETROLEUM COMPANY (2020)

Segundo o balanço energético nacional (BEN, 2020) e o BRITISH PETROLEUM COMPANY (2020), no Brasil o consumo de energia a base de combustíveis fósseis, para produção de eletricidade, é de 14,6% enquanto no mundo é de, aproximadamente, 64%. Isso implica que apesar de o Brasil não utilizar muitos recursos não renováveis para produzir eletricidade, o consumo mundial desse tipo de fonte é alto.

Logo, pesquisas acerca de formas de diminuir o consumo de energia a partir de fontes não renováveis estão em evidência e são desenvolvidas em um ritmo acelerado de acordo com o acervo *on-line* da editora ELSEVIER (Figura 1.3). Tais pesquisas são importantes para avaliar métodos que podem diminuir a poluição do ar, principalmente, com relação à emissão de gases poluentes como o CO, NO_x e SO_x, bem como gases do efeito estufa como CH₄ e CO₂.

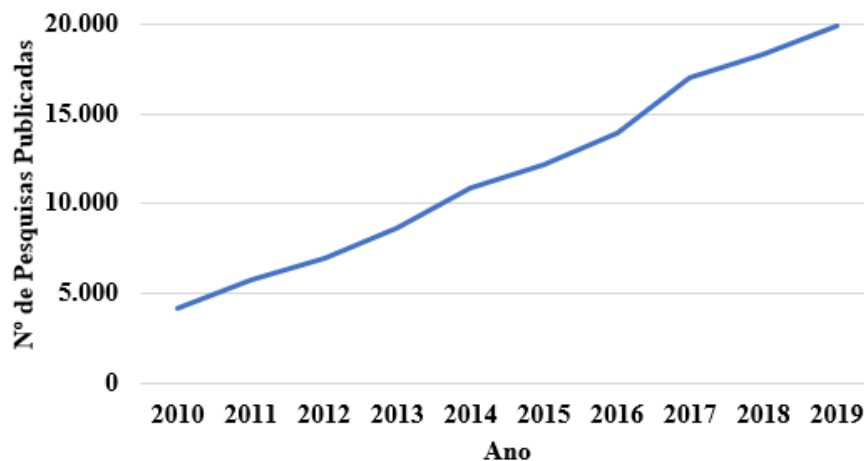


Figura 1.3 – Crescente número de publicações de pesquisas acerca de fontes renováveis de energia, na plataforma *on-line* da editora ELSEVIER.

FONTES: Próprio autor

O aproveitamento de calor residual de processos industriais, de máquinas térmicas ou de fontes a alta temperatura, para produção de potência elétrica, está consolidado atualmente. Porém, como dito, essas fontes geralmente são provenientes de combustíveis fósseis e, assim, lançam à atmosfera gases nocivos que antes não estavam presentes nela. Com isso, pesquisas e o desenvolvimento acerca de sistemas de produção de potência elétrica a partir de fontes de energia renováveis, de baixa e média temperatura estão em pauta, como o caso do presente trabalho.

O ORC (*Organic Rankine Cycle* – Ciclo Rankine Orgânico) é uma tecnologia desenvolvida para aproveitar o calor de fontes térmicas de baixa (até 200 °C) e média temperatura (até 600 °C), como as energias solar, geotérmica, biomassa e o aproveitamento de calor residual de máquinas e processos industriais (petroquímica, siderúrgica, automotiva ou alimentícia, por exemplo).

A diferença básica entre um Ciclo Rankine Convencional (CRC) e o Orgânico está no tipo de fluido de trabalho. Para o ciclo convencional o fluido de trabalho é a água e para o Ciclo Orgânico são os fluidos orgânicos, compostos com baixo ponto de ebulição capazes de evaporar e gerar vapor de qualidade suficiente para ser aproveitado em algum tipo de processo, como a geração de energia (WANG, 2011). Desta forma é possível aproveitar o calor de fontes a baixas e médias temperaturas.

O sistema ORC absorve o calor de uma fonte e o transforma em potência mecânica através de quatro equipamentos básicos: dois trocadores de calor, uma bomba e uma turbina. O fluido orgânico a ser usado na planta ORC deve ser escolhido de modo que seja capaz de produzir o máximo de energia e, ainda, preservar as características de projeto previamente estabelecidas (potencial de corrosividade, níveis de toxicidade e inflamabilidade, baixo custo, dimensionamento dos equipamentos do ciclo, dentre outros). Por isso, a escolha de um fluido ideal depende de um grande número de variáveis que dificultam a seleção de apenas um composto.

As grandes vantagens em implantar o Ciclo Rankine Orgânico são sua fácil manutenção e operação, a simplicidade dos componentes e a possibilidade de aplicação do ORC em vários tipos de sistema térmicos de potência, seja como ciclo principal (*topping*) ou de reaproveitamento (*bottoming*).

Existem diferentes maneiras de analisar um sistema ORC para determinar a viabilidade de implantação do ciclo ou o funcionamento dele sobre diferentes condições. Os estudos sobre o ORC, primeiramente (desde 1996, segundo acervo *on-line* da ELSEVIER, ELSEVIER 2020), foram feitos com base em análises paramétricas em regime permanente e condições *on-design* que expõe a influência dos principais parâmetros termodinâmicos de operação do ciclo nos dados de saída, como: potência líquida produzida, temperatura de saída da água de resfriamento, tamanho dos trocadores de calor, entre outros. Tais análises destacam-se pela rapidez com que podem ser realizadas, pois tratam o sistema de forma menos complexa e com pouca interatividade entre as possíveis variações nas condições de funcionamento.

Em segundo momento, já em 2009, foram empregadas técnicas de otimização nas pesquisas acerca do ORC, como nos trabalhos de Dai et al. (2009) e Vo et al. (2009). As primeiras análises foram feitas com o objetivo de determinar os pontos de operação ideais para o sistema, de maneira que um parâmetro de interesse fosse otimizado, por exemplo a potência líquida produzida. Assim, simulações acontecem onde a variação de um ou mais parâmetros de funcionamento é feita e, posteriormente, é identificada uma condição de funcionamento que

denota a mais eficiente maneira do sistema operar, mesmo com variações nos parâmetros termodinâmicos do ciclo, e produzir uma potência satisfatória.

Para compensar a lacuna deixada pela análise paramétrica e a otimização monobjetivo (influência mútua dos parâmetros termodinâmicos), as análises de otimização multiobjetivo (BUFI et al., 2017) foram introduzidas a esses estudos para aumentar a robustez dos resultados. Tais análises são utilizadas para verificar a influência de mais de um parâmetro em vários dados de saída do ciclo, potência líquida produzida e temperatura de saída da água de condensação, por exemplo. Basicamente as otimizações com um objetivo e multiobjetivo são realizadas com o mesmo intuito de definir a melhor condição de funcionamento do sistema ORC ainda que com variações dos dados termodinâmicos de entrada.

Além disso, todas as análises podem ocorrer de duas maneiras para o regime permanente: *on-design* ou *off-design*. Quando o sistema é simulado e analisado para condições *on-design*, significa que o ciclo opera dentro da condição de projeto do sistema, o problema dessa análise é que ela não leva em consideração as variações que podem ocorrer durante a operação da planta, o que pode acontecer com certa frequência (partidas, paradas, variações na temperatura da fonte de calor). Para o estudo em condições *off-design*, o ciclo é analisado em situações em que os equipamentos trabalhem com parâmetros termodinâmicos diferentes dos quais foram projetados. Esta segunda condição assemelha-se com a operação em regime transiente, mas sem as equações diferenciais que o caracterizam; ainda assim, fornece os dados de operação das plantas ORC quando ocorrem pequenas ou grandes variações nas condições termodinâmicas da fonte de calor, o que é comum no dia-a-dia de operação do ciclo.

Contudo, os estudos das análises dos sistemas ORC carecem de mais dados sobre retorno de investimento nas pesquisas publicadas, principalmente daquelas com relação aos dimensionamentos *off-design* de tal ciclo. Assim, uma análise paramétrica *off-design*, que é o propósito da presente tese de doutorado, pode fornecer os parâmetros termodinâmicos ideais para garantir a maior eficiência do ciclo, mesmo com variações das condições externas. Então, um estudo a respeito da viabilidade técnica e econômica de uma planta ORC em funcionamento *off-design* pode ser mais adequado e mais próximo da realidade.

A Tabela 1.1 resume as principais áreas de estudo de alguns dos trabalhos publicados mais recentes a respeito das análises sobre o ciclo ORC para recuperação de calor. Como se pode perceber, alguns trabalhos já abordam parte dos aspectos aqui propostos, mas carecem de outras abordagens, as quais tornam a presente tese única ao apresentar uma análise técnica econômica para as diferentes condições de funcionamento do ciclo *off-design* reunindo todas as características que as demais pesquisas não reuniram.

Tabela 1.1 – Resumo dos estudos recentes sobre o ciclo ORC usado como tecnologia para recuperação de calor.

Referencias	ICE	Off-design	Ciclohexano	CEPCI
Presente tese	X	X	X	X
Fang Y. et al. (2019)	X			X
Badescu V. et al. (2019)	X			
Mohammadkhani F., Yari M. (2019)	X		X	
Yu W. et al. (2020)				X
Schuster S. et al. (2020)		X		
Dickes R. et al. (2020)		X		
Sarmiento A.L.E. et al. (2021)		X		
Valencia G. et al. (2021)	X			
Ping X. et al. (2021)	X			
Xu M. et al. (2021)				X

FONTE: Próprio autor.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Simular um ciclo ORC e analisar análise técnica e economicamente o processo de recuperação de calor dos gases de exaustão de um motor de combustão interna a diesel estacionário, para o funcionamento em condições *off-design*.

1.1.2 Objetivos específicos

- Analisar parametricamente um Ciclo Rankine Orgânico em regime permanente *on-design* para verificar melhor configuração termodinâmica para o sistema quanto a produção de potência e área de troca térmica;
- Simular o funcionamento do sistema selecionado em condições *off-design* para verificar como os resultados de potência rendimento do ciclo se alteram quando apenas os parâmetros termodinâmicos são alterados e não as dimensões dos equipamentos;
- Analisar economicamente a viabilidade de implantação (EPC, *payback* e ROI) do ORC em condições de operações mais próximas da realidade (regime permanente *off-design*).

1.2 Justificativa

O alto consumo mundial de energia observado mostra que cada vez mais é necessário o investimento em fontes não prejudiciais ao meio ambiente. Alternativas aos combustíveis

fósseis fazem-se necessárias uma vez que seu consumo, além de limitado é altamente impactante na qualidade de vida do ser humano.

É certo que o consumo de energia não é algo que deva ser diminuído, ao contrário, quanto maior o consumo de energia de uma nação, maior o seu grau de desenvolvimento. Porém, esse consumo quando feito à base de fontes poluentes não pode ser considerado benéfico totalmente e, é de se esperar, que em algum instante não será mais tolerado.

Por isso as pesquisas acerca de fontes renováveis para produção de energia e, também, métodos de aumentar a eficiência em processos industriais principalmente, podem ser prioridade.

Dentro das diversas formas de aumento da eficiência de um sistema de produção de energia, está o ciclo ORC, tal ciclo é um sistema simples, capaz de aproveitar calor de fontes a baixa e média temperatura. Os processos industriais, geralmente, não rejeitam calor a altas temperaturas, logo, o sistema ORC é uma boa alternativa para aproveitar tal energia.

Dessa forma, o presente trabalho trata esse tipo de análise para aproveitamento energético dos gases de exaustão de um motor de combustão interna estacionário a diesel, utilizando como fluido de trabalho o ciclohexano, que não é um fluido comum nesse tipo de estudo e têm o intuito de mostrar as possibilidades técnicas e econômicas para o ciclo ORC com esse fluido orgânico.

Além disso, o trabalho evidencia a necessidade da análise do ciclo em regime *off-design*, uma vez que se trata do um modo de operação próximo ao da realidade do sistema. Ainda, traz uma abordagem econômica que expõe ao leitor o retorno de seu investimento ao longo do tempo em consequência dos riscos do investimento, não apenas os custos de equipamentos e de implementação, que é o mais comum nesse tipo de análise.

1.3 Desenvolvimento do trabalho

A presente Tese foi dividida em cinco capítulos (Figura 1.4):

Capítulo 1 (Introdução) – É dada uma visão geral sobre o tema a ser abordado e sua importância nos dias de hoje, bem como a necessidade de avanço nas práticas de análises sobre o sistema ORC;

Capítulo 2 (Fundamentação Teórica) – Faz-se uma breve revisão bibliográfica sobre o que abrange o tema “alternativas para produção de energia e uso do ORC”, as principais fontes de calor, os fluidos de trabalho, as leis da termodinâmica para o ORC e as formas de análise do ciclo (*on-design*, *off-design* e *dinâmica*);

Capítulo 3 (Dimensionamento dos equipamentos do ciclo) – São apresentados os passos a serem seguidos para dimensionar os equipamentos do ciclo ORC (trocadores de calor, turbina e bomba) bem como as características construtivas de cada um deles;

Capítulo 4 e 5 (Análise Técnica) – São expostas as análises através das simulações do ORC simples em regime permanente *on-design* e *off-design* que demonstram como o sistema responde às variações nas condições de funcionamento, bem como o modelo matemático e computacional dos componentes do ciclo para o funcionamento em uma condição específica;

Capítulo 6 (Análise Econômica) – São expressos os cálculos de viabilidade econômica da possível implantação de um sistema ORC analisado em condições *off-design* de operação, objetivando o retorno financeiro para o investidor;

Capítulo 7 (Conclusão) – Trata das conclusões acerca do trabalho e de sugestões para trabalhos futuros.

Assim, o trabalho acaba por transmitir como o projeto de um sistema ORC pode ser feito, de maneira a abarcar algumas das especificidades encontradas na operacionalidade diária do ciclo, bem como um método de verificar a viabilidade econômica da instalação de tal sistema. O trabalho têm a premissa, como explicado, de encaminhar o leitor a compreensão de cada parte do tema de modo lógico, com isso a sequência definida (Figura 1.4) aborda o ciclo ORC (importância e variabilidades), métodos de dimensionamento das máquinas térmicas que compõem o ciclo, o tipo de análise técnica aplicada para obtenção do ponto de projeto do sistema, bem como dos valores de rendimento e produção de potência e a análise econômica que mostra o quanto de retorno é dado ao investidor da planta ORC.

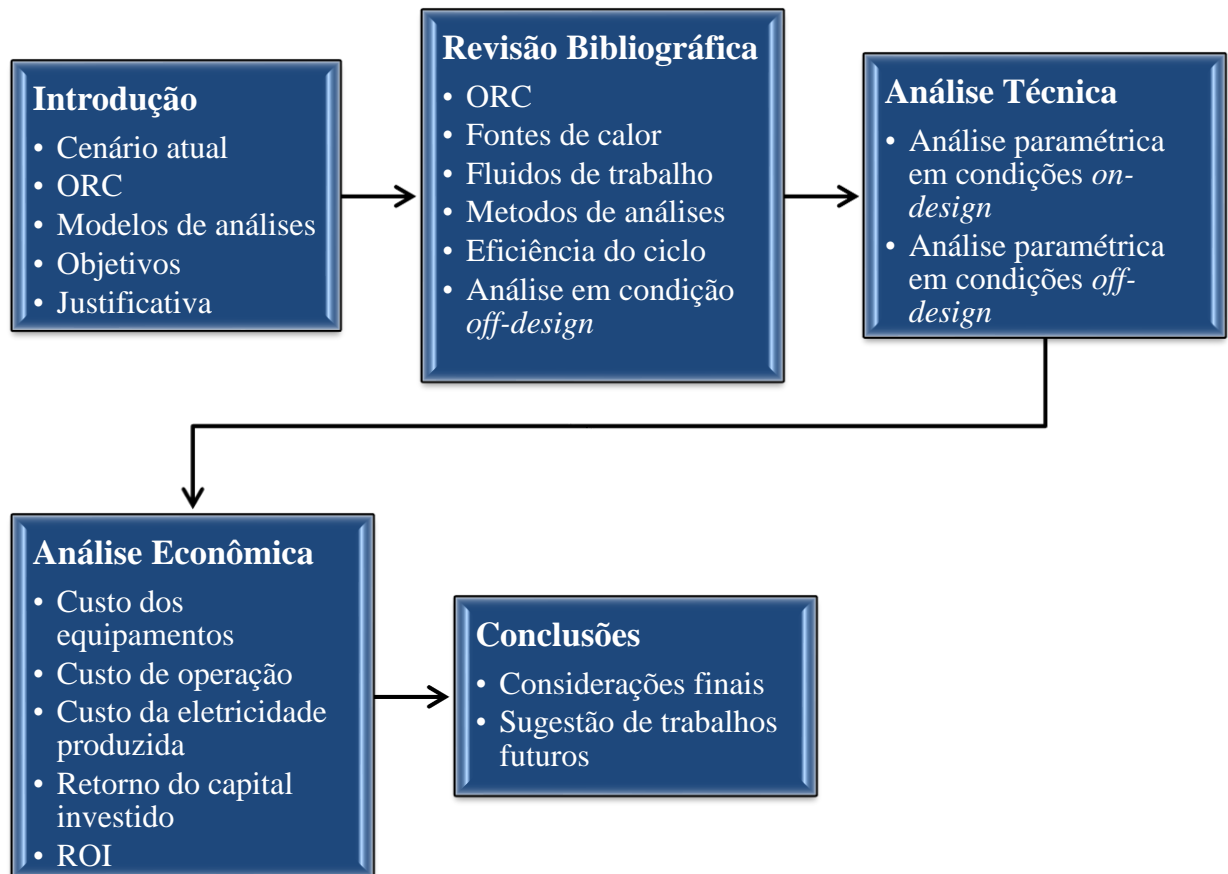


Figura 1.4 – Desenvolvimento etapa a etapa do trabalho.

FONTE: Próprio autor

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O ORC é apresentado neste capítulo, bem como suas diferenças para com o CRC, a atual situação brasileira quanto a esse tipo de sistema e as possíveis configurações para o ORC. Também são apresentados aspectos técnicos sobre as principais fontes de calor para o ORC. O capítulo ainda apresenta uma explicação de quais são as características desejadas para o fluido de trabalho do ORC e os diferentes métodos de análises termodinâmicas desse sistema.

2.1 Ciclo Rankine Orgânico

O Ciclo Rankine Orgânico é, hoje em dia, alvo de várias pesquisas no setor energético, como as apresentadas no decorrer do presente capítulo. Principalmente pois, o ORC, é capaz de recuperar ou utilizar calor de fontes a baixas temperaturas (menores que 200 °C, altas temperaturas seriam acima de 600 °C), para produção de energia elétrica (DICKES et al., 2017a).

Segundo Chintala et al. (2018), um ORC é composto por componentes simples de fácil instalação, manutenção e operação. Basicamente, as diferenças entre o ORC e o Ciclo Rankine Convencional são: o tipo de fluido de trabalho (água para o CRC e fluidos orgânicos para o ORC) e a capacidade do ORC de absorver calor, com potencial para produção energética, de fontes a baixas temperaturas.

O Ciclo é realizado, segundo Ariyanfar et al. (2016), de maneira simples pelos processos sequenciais de aumento de energia piezométrica, evaporação, expansão e condensação (Figura 2.1). Para tais são utilizados, respectivamente, os seguintes equipamentos básicos: bomba, trocador de calor do tipo evaporativo, turbina e outro trocador de calor para condensação (LIU et al., 2017). Existem outras configurações desse ciclo que necessitam de outros equipamentos.

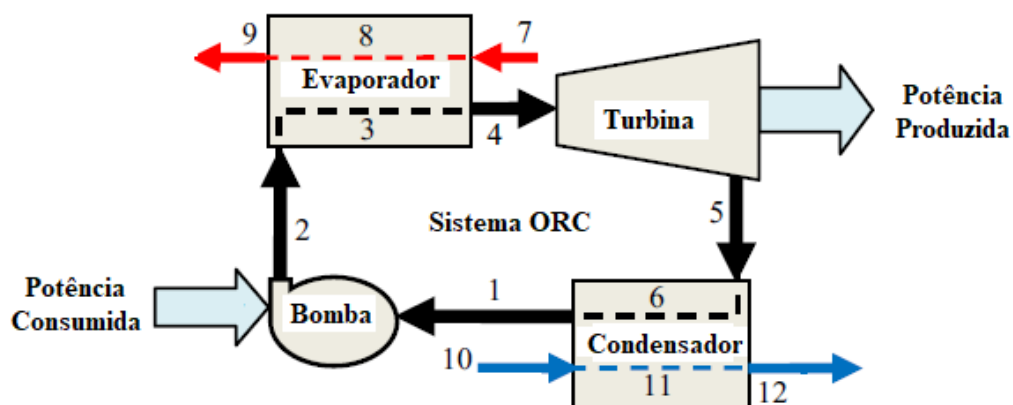


Figura 2.1 – Principais equipamentos de um sistema ORC.
FONTE: ARIYANFAR et al. (2017) - Modificada

2.1.1 Principais configurações do ORC

ORC com trocador de calor interno (Figura 2.2) – Para esta configuração é adicionado um trocador de calor após o dispositivo de expansão, a fim de recuperar parte do calor do fluido que será rejeitado no condensador. Com isso o fluido orgânico, após a passagem pela bomba, entra do evaporador com energia maior que aquela da configuração básica. Isso, de acordo com Garcia *et al.* (2018), aumenta o rendimento térmico do ciclo e, assim, precisa-se de trocadores de calor com menores dimensões.

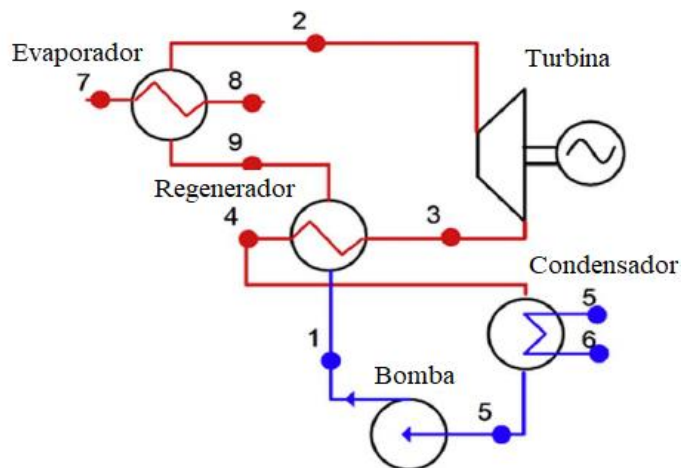


Figura 2.2 - ORC com Trocador de Calor Interno.
FONTE: GARCIA et al. (2018)

ORC em cascata – É uma configuração que apresenta dois ORCs, um após o outro, em que o calor trocado no evaporador do primeiro ciclo aquece o fluido de trabalho do segundo ciclo. Neste modelo de sistema ORC existem dois dispositivos de expansão que geram potência, a diferença entre eles é que um gera mais energia que o outro, uma vez que o fluido orgânico está a uma temperatura menor no segundo ciclo. Nesta configuração pode ou não haver uma segunda fonte de calor externa, como pode ser visto na Figura 2.3 (CHEN et al. 2017).

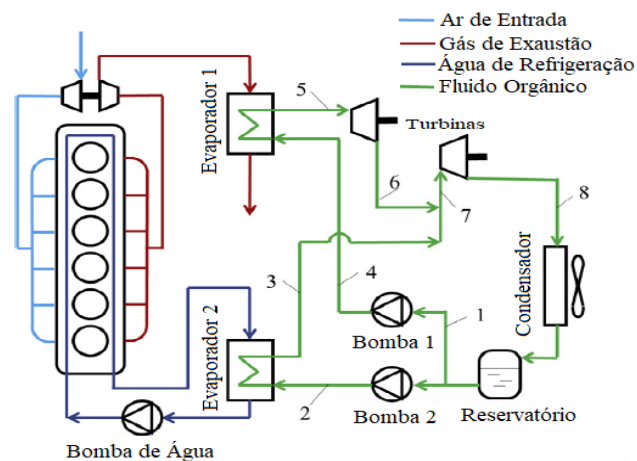


Figura 2.3 - ORC em Cascata.
FONTE: CHEN, et al. (2017)

ORC com superaquecedor (Figura 2.4) – Segundo Oliveira Neto et al. (2016), neste caso é empregado um “segundo” trocador de calor evaporativo, chamado superaquecedor, que na verdade é uma extensão do evaporador. Este dispositivo tem a função de aumentar a temperatura do fluido orgânico e garantir que este fluido permaneça no estado de vapor ao final da passagem pelo dispositivo de expansão, o que não aconteceria caso não fosse utilizado esse superaquecedor.

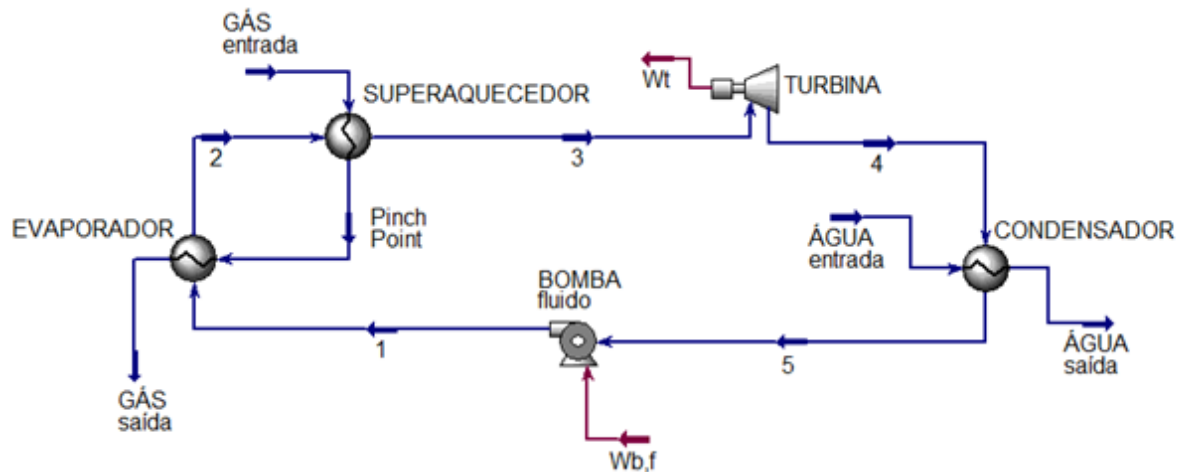


Figura 2.4 - ORC com Superaquecedor.
 FONTE: OLIVEIRA NETO *et al.*, (2016)

2.2 Fontes de calor para ORC

Existem muitas possibilidades de fontes de calor para geração de energia a partir do ORC. Dentre elas, a biomassa, energia solar, energia geotérmica, calor dos gases de exaustão dos motores de combustão interna, entre outros.

2.2.1 Biomassa

Um dos maiores desafios da atualidade é garantir ao consumidor energia barata e acessível. Segundo Kalina et al. (2017), atualmente, a tecnologia mais popular para plantas de cogeração, descentralizada de pequeno e médio porte, é o ORC. Estes autores simularam computacionalmente uma planta ORC de cogeração que produz 606 kW de energia elétrica (com 100% de carga), na qual a fonte de calor é a queima de aparas de madeira. A eficiência do ciclo orgânico foi de 18% (com carregamento máximo) e, nas mesmas condições, a eficiência total da planta foi de 80%. O fluido orgânico simulado foi o octametiltrisiloxano. Com a simulação, os autores puderam obter os parâmetros ótimos das principais partes do ciclo: o circuito do óleo térmico, dos gases de exaustão e do ar de entrada na câmara de combustão, isso para diferentes vazões de biomassa (1.202,4, 720 e 360 kg/h).

No trabalho realizado por Kalina (2017), foi investigado um sistema de pequena escala relativamente simples e confiável para a utilização de recursos de biomassa disponíveis localmente. Tal sistema produziu cerca de 150 kW de energia elétrica a partir da troca de calor feita com um óleo térmico, que absorveu energia dos gases provenientes da queima da biomassa, de 390 °C. Isso implicou em um rendimento térmico da planta (microturbina mais ORC) de quase 37% (que diminui com o aumento da temperatura). Embora seja algo de muito interesse do mercado, essa utilização da biomassa para produção de energia elétrica é feita, na prática, a partir de um único tipo de sistema: um ORC no qual a fonte de calor é a queima da biomassa que transmite, primeiramente, o calor para um circuito de óleo térmico. Apesar de ter uma eficiência de conversão de calor baixa (20%), esse tipo de solução é comercializada com um baixo risco de investimento.

Um sistema de cogeração que utiliza ORC foi simulado por Mena et al. (2017). A simulação foi feita para uma planta que utiliza a queima de folhas de oliveiras como fonte de calor. O ciclo proposto mostrou uma capacidade de produção elétrica e térmica de 93,8 kW e 412 kW, respectivamente, com rendimento de cogeração de 58,41% (10,82% apenas a elétrica). Para isso foram consumidos 240 kg/h de biomassa.

A utilização da biomassa como fonte de calor é mais viável quando a planta de geração se encontra próxima ao local onde é produzida a biomassa a ser utilizada. Como estudado no trabalho de Uris et al. (2017), uma central de cogeração que utiliza biomassa como fonte de calor foi simulada. Tal central estava localizada a 30 km de distância dos polos produtores da biomassa. A planta pode abastecer, em termos de energias elétrica e térmica, vilarejos que, somados, possuem em torno de 15 mil habitantes. Com um custo de produção de 10 Euros/MWh.

2.2.2 Energia solar térmica

O aproveitamento da energia solar para produção de eletricidade e energia térmica é uma das alternativas para geração de eletricidade com relação ao uso dos combustíveis fósseis. Mesmo com os inúmeros desafios, principalmente os relacionados à regulamentação legal, os recursos energéticos renováveis representam, aproximadamente, 19,2% do consumo energético mundial (BRITISH PETROLEUM COMPANY, 2017). Cioccolanti et al. (2017) estudaram uma planta ORC de 3,5 kW de eletricidade e 17,6 kW de refrigeração que utiliza a energia solar como fonte de calor. É possível afirmar, perante aos resultados, que para os meses de maior intensidade solar, o rendimento da planta é menor, isso devido as maiores temperaturas no condensador e uma maior demanda do sistema de refrigeração.

Deligant et al. (2017) identificaram os melhores parâmetros de funcionamento para uma dada turbina, utilizada em um ciclo ORC simples (Figura 2.1) em que a energia solar era a fonte de calor. Para tal, utilizaram simulações em CFD e, com elas, observaram que os valores de rendimento térmico do ciclo, temperatura da fonte quente, temperatura de condensação e energia produzida para o melhor fluido de trabalho simulado (R245fa) foram, respectivamente, 4,9%, 110,7 °C, 35 °C e 3,0 kW.

Para aumentar a produção de eletricidade em um ciclo ORC em que a fonte de calor principal é a energia geotérmica (170 °C), foi simulada por Heberle et al. (2017) uma configuração de um ciclo com superaquecimento do fluido orgânico baseada na energia solar. Com isso, um aumento de 4,5% na produção de energia elétrica foi obtido a uma temperatura de fonte de 172,3 °C. Outro tipo de associação de ciclo ORC foi simulada por Milani et al. (2017) na qual três tipos de montagens de um mesmo ciclo combinado (solar-syngas) foram estudados. Os ciclos ORCs baseados na queima da biomassa e na energia solar foram adaptados para funcionarem juntos para produção de energia elétrica, uma montagem que está em ascensão em termos de implantações.

Duas configurações de ciclos Rankine orgânico foram simuladas em MatLab por Tiwari et al. (2017): ORC Simples e ORC Regenerativo. Os ciclos foram avaliados quanto às duas primeiras Leis da Termodinâmica, balanço de energia e destruição exergética. Vários fluidos de trabalho foram testados. O fluido que forneceu os melhores resultados foi uma mistura de ciclohexano e R245fa, foi determinado que quanto maior a participação em massa do ciclohexano na mistura, maior a quantidade de energia absorvida no evaporador. Os autores expuseram que as eficiências de Primeira e Segunda Leis, respectivamente, quanto utilizado o ciclo regenerativo, aumentaram em quase 50% e 36%.

2.2.3 Energia geotérmica

Devido à sua eficiência e flexibilidade, o ORC se destaca dentre os sistemas tradicionais de produção energética no que diz respeito ao aproveitamento de energia de baixa entalpia (baixa temperatura). Isso faz com que o Ciclo Rankine Orgânico seja aplicável ao aproveitamento do calor proveniente do interior da crosta terrestre (energia geotérmica) que, em geral, é de baixa temperatura. Segundo Algieri e Sebo (2017), devido à baixa produção de eletricidade em relação ao seu custo, sistemas ORC para essa finalidade ainda não são amplamente utilizadas.

Em uma análise energética, econômica e ambiental, Bina et al. (2017a) compararam 2 ciclos ORC baseados na energia geotérmica, ORC Simples e Regenerativo, realizada no

software *Engineering Equation Solver* (EES). Segundo a pesquisa, o ORC Regenerativo para recuperar energia de uma fonte geotérmica a 165 °C e vazão de 100 L/min, foi mais vantajoso em todos os aspectos estudados, apresentou o menor custo de produção de eletricidade (25,65 US\$/GJ), as maiores eficiências energéticas e exergéticas (17 e 60% contra 14 e 52%) e a maior produção de energia elétrica (5.245 kW contra 5.063 kW). Isso representa uma redução no consumo de 3,6% de combustível, o que remete em 3,6% menos de emissão de CO₂ (Figura 2.5). Segundo Nami et al. (2017), as maiores destruições de exergia acontecem no evaporador e no condensador, sendo maior no primeiro equipamento, cerca de 30% de toda exergia destruída (aproximadamente 16% para o condensador).

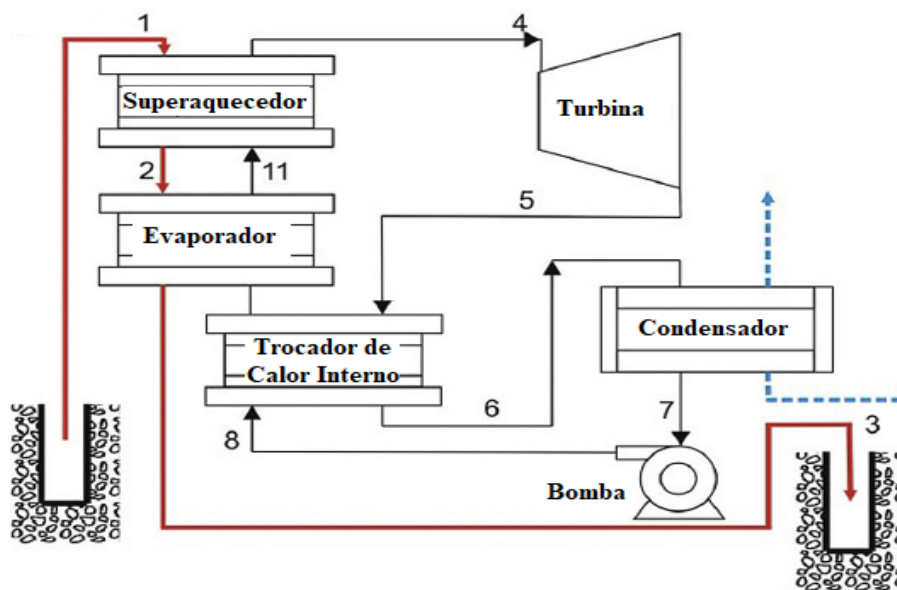


Figura 2.5 – ORC Regenerativo que utiliza o calor da Terra como fonte de energia.
 FONTE: BINA et al. (2017a)

Quatro configurações de ORC que utilizam a energia geotérmica a 165 °C foram simulados por Bina et al. (2017b): ORCs simples, com trocador de calor interno, em cascata e regenerativo. Dentre eles, mais uma vez, o ciclo regenerativo apresentou os melhores resultados técnicos, melhores rendimentos energéticos (20,57%) e exergética (63,72%). Em termos econômicos, a configuração regenerativa, com um custo de eletricidade produzida de 25,10 US\$/GJ. Conclusões semelhantes podem ser observadas no trabalho de Mosaffa et al. (2017), no qual as mesmas configurações foram testadas para os mesmos parâmetros, apenas a temperatura da fonte (175 °C) variou, mesmo assim, em poucos graus.

Outra tecnologia que pode ser aplicada ao aproveitamento de energia de baixa entalpia para produção de eletricidade é o Ciclo Kalina. Fiaschi et al. (2017) compararam o ciclo Kalina com o ORC, que tinham como fonte de calor a energia geotérmica para médias e baixas temperaturas (212 e 120 °C). Para médias temperaturas o ORC revelou-se mais eficiente e com

um custo para eletricidade produzida 3% menor que o Ciclo Kalina. Porém, para baixas temperaturas o Ciclo Kalina mostrou-se mais interessante, tanto econômica quanto tecnicamente. Foram, em média, 32% a mais de energia produzida, com um custo 29% menor que o ciclo ORC.

2.2.4 Recuperação de calor

Uma das maiores aplicações do ORC é na recuperação de calor de máquinas ou processos industriais. Nesse tipo de utilização as temperaturas, em geral, são consideradas médias (acima de 200 °C e menores que 600 °C) como, por exemplo, gás de escape de turbinas a gás ou motores de combustão interna (SEYEDKAVOOSI et al., 2017), água de arrefecimento (PANTALEO et al., 2017), calor do processo de fusão de aço (RAMIREZ et al., 2017), entre outros.

Aláez et al. (2017) estudaram a aplicabilidade do ORC em linhas de distribuição de gás natural, especificamente no processo de recompressão do gás (Figura 2.6), onde o gás que passa pela turbina que movimenta o compressor (temperatura máxima de 491 °C), é levado ao evaporador do ciclo orgânico e utilizado como fonte de calor para o ciclo. Uma simulação em *off-design* apresentou que, para 6.748,6 horas de funcionamento, o sistema é capaz de produzir quase 42,6 GWh de potência elétrica com um rendimento de 23,14%.

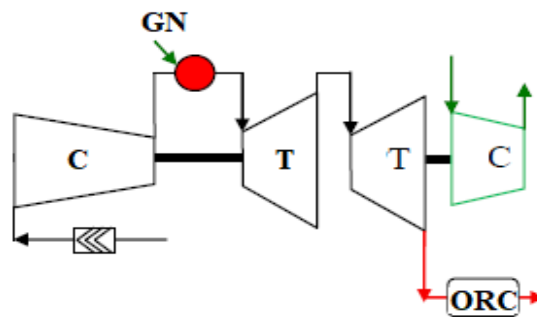


Figura 2.6 – ORC Utilizado no processo de recompressão de gás natural.
 FONTE: GÓMEZ-ALÁEZ et al. (2017)

Um sistema ORC de pequeno porte foi estudado por Bianchi et al. (2017), no qual era possível aproveitar calor de fontes a 65, 75, 85 °C. Tal planta foi capaz de produzir 0,3 a 1,2 kW com um rendimento do ciclo 2,9 a 4,4%. Para cada temperatura, foi variada a vazão mássica de fluido orgânico (R245a) de acordo com a potência consumida pela bomba. Para validar a simulação, foi utilizado um protótipo construído em Bologna (Itália).

Um sistema que gera energia elétrica e térmica a partir de um campo de coletores solares, queima de biomassa, uma planta ORC e um trocador de calor para recuperar a energia térmica (Figura 2.7) foi avaliado, em termos técnicos e econômicos, por Pantaleo et al. (2017).

Neste trabalho, observou-se que a energia elétrica produzida foi de 2,10 MW e a térmica de 0,96 MW, o que foi obtido a partir de um custo total de investimento de 4,3 a 9,5 milhões de Euros, que varia de acordo com o tipo de operação (com ou sem o sistema de cogeração e carga constante ou não), também, há um custo anual com a operação do sistema de 1,5 a 2,3 milhões de Euros. Logo, esse sistema se mostrou economicamente inviável, em comparação ao sistema baseado apenas na queima da biomassa devido aos altos custos dos equipamentos que proporcionam aumento de rendimento e aproveitamento energético da planta.

Uma otimização multiobjetivo baseado em algoritmo genético foi realizada por Yang et al. (2017) a fim de identificar os melhores parâmetros técnicos para um sistema ORC que utiliza o calor rejeitado por um motor a gás natural como fonte quente, que produziria a maior quantidade de energia com o menor custo. Tal configuração ótima produziu 23,63 kW a um custo 0,41 US\$/kWh com um rendimento de ciclo de, em média, 9,58%.

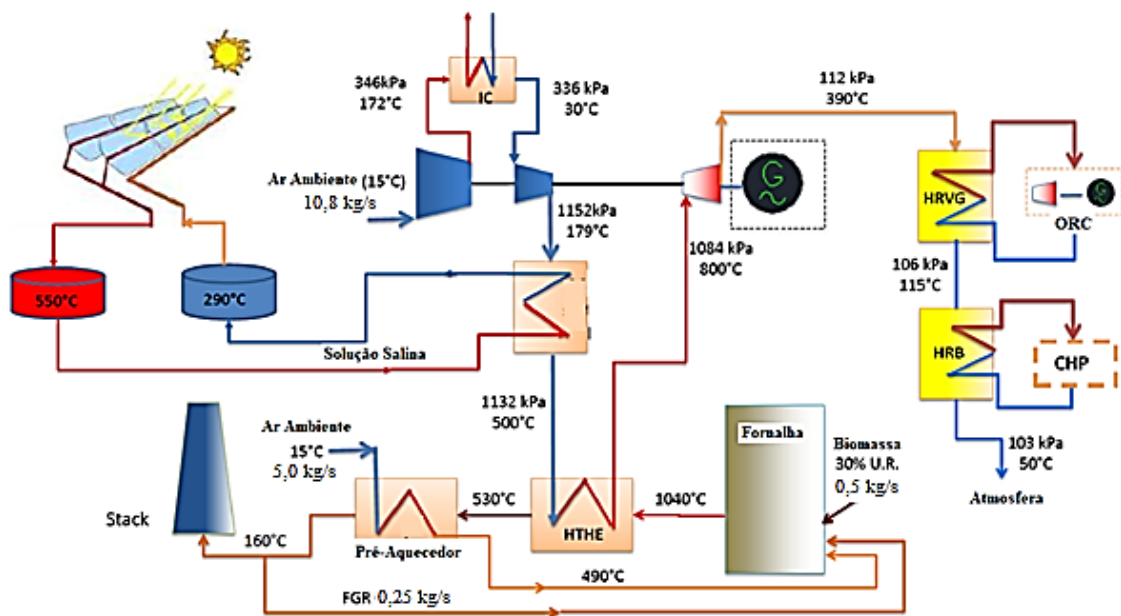


Figura 2.7 – Sistema que utiliza a queima da biomassa, coletores solares e ORC para geração de eletricidade.

FONTE: PANTALEO et al. (2017)

2.3 Fluidos de trabalho

Existem três classificações para os fluidos de trabalho (GRONIEWSKY et al., 2017; CHINTALA et al., 2018), fluidos úmidos, isentrópicos e secos. Essas classificações variam de acordo com a inclinação da curva de vapor saturado no diagrama “Temperatura vs. Entropia” do fluido (RAJABLOO, 2017).

- Fluidos Úmidos (Figura 2.8(a)) – O diagrama “Temperatura vs. Entropia apresenta a inclinação, da linha de vapor saturado, negativa. Isso faz com que, ao final da

expansão, haja uma mistura de vapor e líquido, o que pode danificar o dispositivo de expansão. Ex: água, propano, etano, metano, entre outros;

- Fluidos Isentrópicos (Figura 2.8(b)) – O diagrama “Temperatura vs. Entropia apresenta a inclinação, da linha de vapor saturado, infinita. Ou seja, vertical (isentrópica). Ex: isobutano, ciclopentano, benzeno, tolueno, entre outros;
- Fluidos Secos (Figura 2.8(c)) – O diagrama “Temperatura vs. Entropia apresenta a inclinação, da linha de vapor saturado, positiva. Isso faz com que, ao final da expansão, haja vapor superaquecido. Ex: isopentano, ciclohexano, octano, dodecano, entre outros.

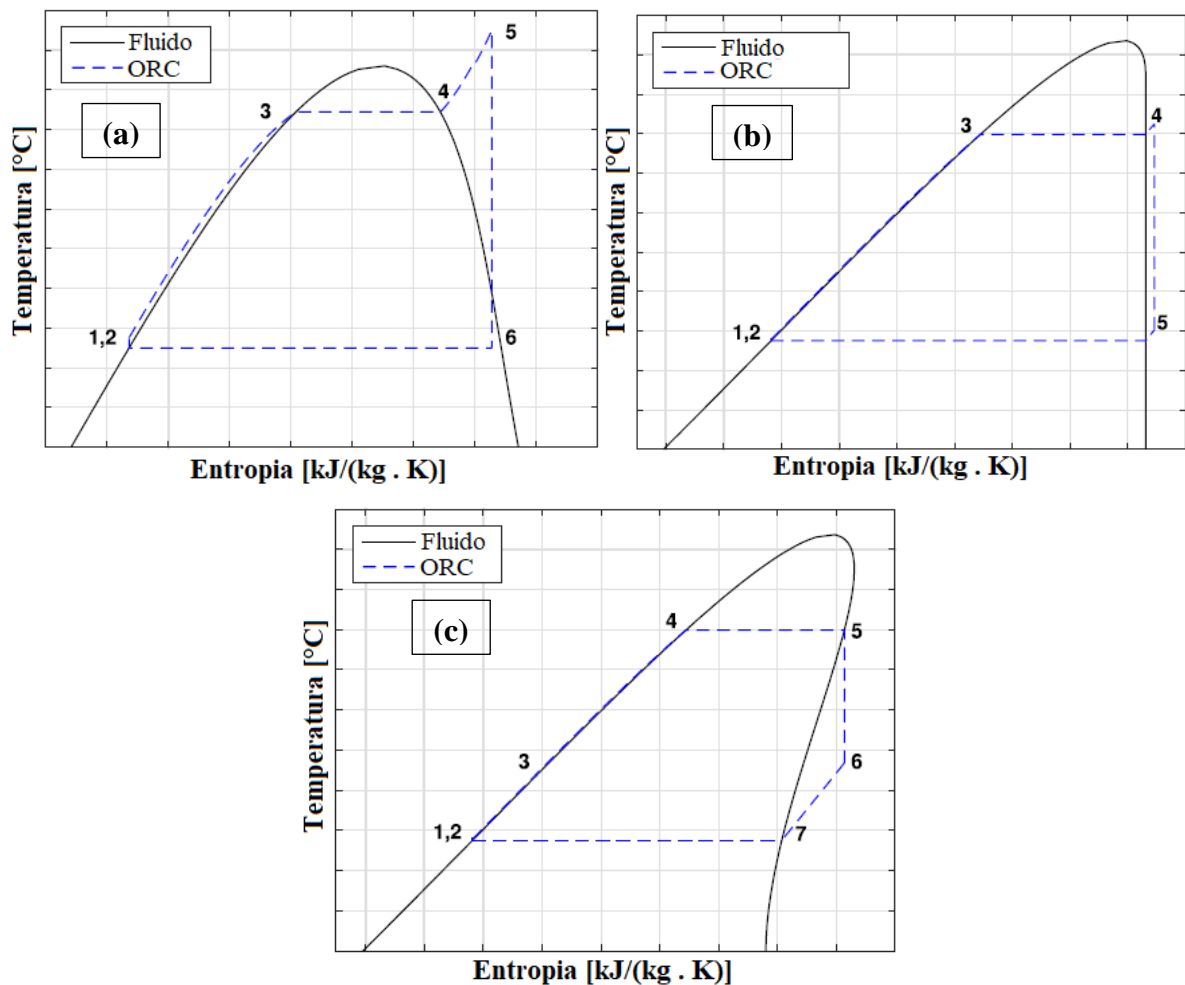


Figura 2.8 – Curvas de fluido de trabalho para ORC. (a) Fluido Úmido; (b) Fluido Isentrópico; (c) Fluido Seco.

FONTE: GRONIEWSKY et al. (2017)

2.3.1 Condições que definem um ótimo fluido de trabalho para o ORC

Segundo White et al. (2017) e Aboelwafa et al. (2018), para um melhor desempenho do sistema ORC e, com isso, reduzir o custo de implantação, é necessário que seja escolhido o melhor fluido orgânico para determinada situação. Tal escolha depende dos parâmetros:

- Maior massa específica de vapor. Isso faz com que a vazão volumétrica seja menor e, com isso, necessita-se de um menor dispositivo de bombeamento;
- Baixas viscosidades de vapor e líquido. Isso diminui as perdas por atrito e aumenta a efetividade das trocas térmicas assim como maiores condutividades térmicas;
- Maior peso molecular, o que faz com que seja necessário menor número de estágios na turbina;
- Maior capacidade térmica, a fim de transferir maior quantidade de energia;
- Para prevenir que haja infiltração de ar externo, a pressão de condensação do fluido deve ser maior ou, no mínimo, igual à atmosférica;
- A temperatura crítica deve ser próxima da temperatura da fonte de calor. Para obter maiores rendimentos de ciclo;
- O ponto de congelamento do fluido deve ser menor que a menor temperatura do ciclo;
- A razão entre o calor latente de vaporização e o calor sensível do fluido deve ser a maior possível para diminuir a quantidade de energia necessária na fonte quente e/ou produzir maior quantidade de energia;
- O fluido não pode se deteriorar durante as operações no ciclo, ou seja, sua estabilidade térmica deve ser a melhor possível;
- O fluido não deve ser corrosivo e nem interagir quimicamente com os equipamentos do ciclo;
- O fluido escolhido não deve causar grandes danos à camada de ozônio (baixo ODP) e nem provocar aumentos drásticos na temperatura global (baixo GWP), além de baixo tempo de permanência na atmosfera;
- Não deve ser tóxico nem inflamável para não causar acidentes durante a operação do sistema ORC;
- Deve ser economicamente viável e com boa disponibilidade de mercado.

2.4 Métodos de análise de modelos ORC

Os métodos de análise dos sistemas ORC estão em evolução. Como o ciclo é uma tecnologia já reconhecida como um bom meio para aproveitamento de energia de baixa e média temperatura, os pesquisadores cada vez mais aprimoram as técnicas para estudo desses sistemas. Essas técnicas têm como base as análises paramétricas, seguidas das otimizações monoobjetivo e, posteriormente, as multiobjetivos. Porém, essas análises tomam como referência o regime permanente *on-design* de operação. Análises em regime permanente *off-design* encontram-se, juntamente com as em regime transiente, na vanguarda das pesquisas

relacionadas com ORC, pois representam o funcionamento do sistema em condições próximas à aquelas experienciadas nas operações reais e diárias de tais sistemas, como revelado por Alaéz et al. (2017), Benato et al. (2017) e Ibarra et al. (2019).

2.4.1 Análises paramétricas

Um tipo de estudo estatístico é a análise paramétrica, que consiste em verificar a influência de vários parâmetros, que compõem um sistema, de maneira isolada. Para tal, em determinado modelo de estudo, são variados os parâmetros de interesse e, assim, verifica-se como varia a resposta do modelo com a variação desse parâmetro.

Song et al. (2016) realizaram análises paramétricas em regimes nominais de projeto (*on-design*) e fora do ponto de projeto (*off-design*) para um ORC simples que recupera calor dos gases de exaustão de uma turbina a gás. Primeiro, fixaram todos os parâmetros térmicos do ciclo, exceto dois a cada vez, e analisaram como as mudanças de um parâmetro afetam no outro. Posteriormente, em uma análise *off-design* da turbina, em que a temperatura é diferente para cada ponto de funcionamento, perceberam que em ambas as análises existem vários pontos ótimos dos parâmetros do ciclo, um para cada ponto de funcionamento da turbina e de temperatura e pressão de condensação.

Novamente em uma análise paramétrica de um sistema ORC, em condições de funcionamento nominais para uma estação de cogeração a partir de biogás doméstico na qual o melhor desempenho da energia líquida do ciclo, rendimento térmico e rendimento exergetico são avaliados como 79,23 kW, 15,51% e 27,20%, Yagli et al. (2016) puderam aferir que existe um ponto ótimo para cada simulação feita. Em suas simulações, foram fixados todos os parâmetros termodinâmicos exceto dois, os quais desejava-se analisar a relação.

Em Bellos e Tzivanidis (2017), ou autores estudaram, para aproveitamento da energia solar térmica, um ciclo ORC em regime permanente e também o otimizaram a partir de análises paramétricas. Para tal otimização foram levadas em consideração tanto a energia produzida (Primeira Lei da Termodinâmica) quanto a exergia destruída (Segunda Lei da Termodinâmica).

Também o trabalho realizado por Kim et al. (2017), Braimakis e Karellas (2018a) e Braimakis e Karellas (2018b) utilizaram análises paramétricas de Primeira Lei para otimizar os parâmetros termodinâmicos de funcionamento de um sistema ORC para fontes de média e baixas temperatura. Esta análise seguiu com o estudo da relação entre dois parâmetros e, assim, foi definido o ponto ótimo, ou um conjunto de pontos ótimos, os quais produzem a maior potência possível para seu respectivo valor de temperatura da fonte.

2.4.2 Otimização em regime permanente

Outro tipo de análise realizada em sistemas ORC é a de otimização nos quais são verificados os pontos, caso haja mais de um, que o conjunto dos parâmetros utilizados fornece o melhor funcionamento do ciclo, apesar de variações nas condições de funcionamento. Tais pontos não necessariamente são aqueles que rendem a maior potência ou o melhor rendimento, e sim aqueles que produzem uma quantidade de energia satisfatória, independente da condição de funcionamento da fonte de calor.

No trabalho de Yang et al. (2017), pode-se perceber que a temperatura dos gases de escape, gases esses que são a fonte de calor para o ORC, varia de acordo com o torque e a rotação do motor de combustão interna (Figura 2.9). Logo, existe um ponto ótimo em que os parâmetros construtivos dos equipamentos do ciclo são ajustados, afim de produzir a maior potência possível. Também, existe um ponto que o sistema pode ser dimensionado onde não necessariamente ele precise operar na condição de máxima produção energética e, sim, em uma onde outros parâmetros, como o menor consumo de combustível, possam ser levados em consideração para a operação satisfatória do sistema. É esse último ponto que a análise de otimização procura estabelecer, como feito na pesquisa dos autores em questão. O que permite abranger toda a faixa de operações do sistema sem que haja prejuízo, ou diminuição de eficiência dos resultados de interesse do sistema.

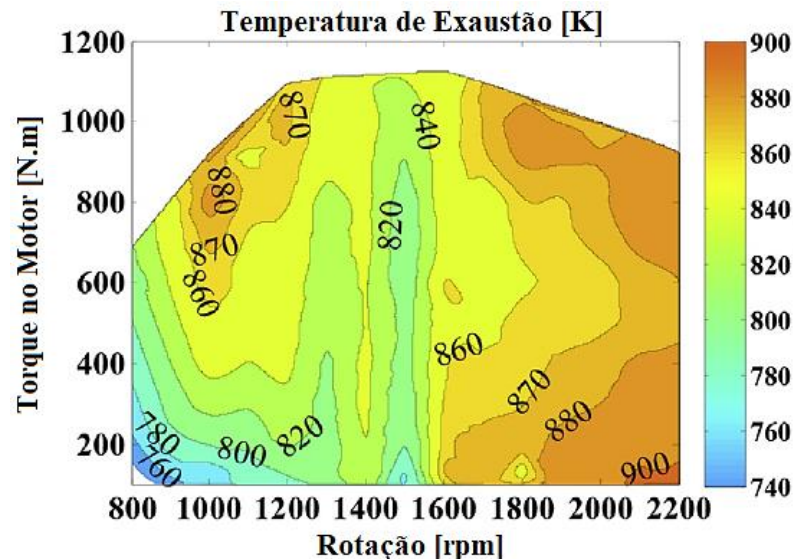


Figura 2.9 – Curvas da variação das condições de funcionamento do motor em função da temperatura dos gases de exaustão.

FONTE: YANG et al. (2017)

Uma planta ORC com base na energia solar foi estudada por Boyaghchi e Sohbatloo (2018), que através de uma otimização multiobjetivo com base nas equações de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica e em parâmetros econômicos, analisaram como a eficiência, energia produzida

e o EPC variam com a temperatura ambiente. Os parâmetros de funcionamento do ciclo são constantes (pressão de evaporação, temperatura de condensação, temperatura de superaquecimento, *pinch point*, dentre outras), independente da temperatura da fonte, que varia constantemente por se tratar de um sistema solar. Isso faz com que a eficiência, energia produzida e EPC variem em valores satisfatórios, que não são necessariamente os melhores para cada parâmetro individualmente. Trabalhos semelhantes foram realizados por Zhao et al. (2017a) e Zhao et al. (2017b), com foco no aproveitamento do calor rejeitado em motores estacionários de combustão interna.

O trabalho realizado por Karimi e Mansouri (2018), no qual utilizou a energia geotérmica e a otimização com base na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica para conseguir a configuração ótima do ORC em que para os fluidos R600a, R152a e R11 foram produzidos, respectivamente, 1.800, 2.000 e 800 kW de potência elétrica. Assim, estudaram a influência dos parâmetros externos, como a temperatura de condensação, no tempo de retorno do investimento do sistema ORC. Pode ser visto na Figura 2.10 que quanto maior a temperatura de condensação do sistema ORC menor é o tempo de retorno de investimento, pelo menos até aproximadamente 315 °C onde o contrário passa a ser observado. Pode-se concluir que o tempo de retorno de investimento é mínimo em um ponto ótimo de condensação e que para as demais temperaturas ele aumenta.

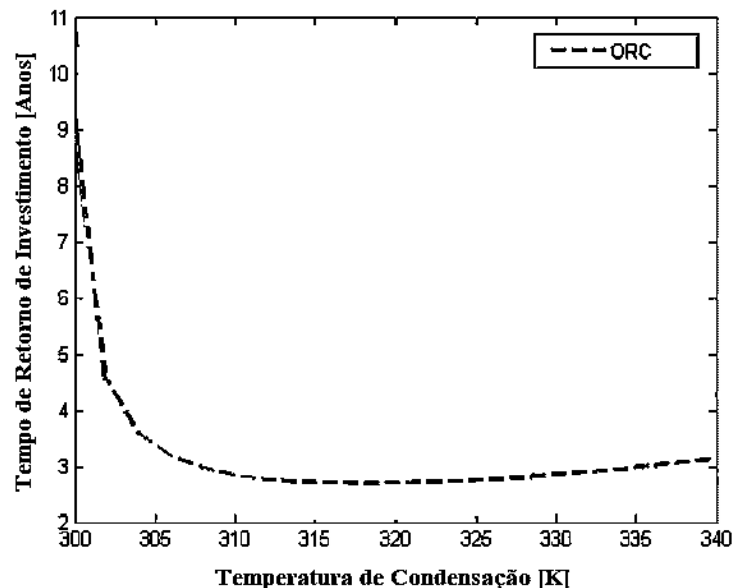


Figura 2.10 – Curvas da variação do tempo de retorno de investimento em função da temperatura de condensação para um sistema ORC.

FONTE: KARIMI e MANSOURI (2018)

2.5 Cálculo do rendimento do ORC

Para o cálculo dos rendimentos de Primeira e Segunda Leis assumiu-se o Ciclo Rankine Ideal como parâmetro de análise, que conta com os processos sequenciais de evaporação, expansão, condensação e compressão. Para qualquer outra configuração as equações são análogas e respeitam as características do sistema.

2.5.1 Rendimento de Primeira Lei

A Primeira Lei da Termodinâmica é enunciada no âmbito da conservação da energia – energia não pode ser destruída nem criada, somente transformada – ela pode alterar a distribuição e/ou forma, mas nunca a quantidade. Logo, se uma forma de energia tiver desaparecido, a mesma quantidade deverá aparecer em outro lugar sob a mesma ou em forma diferente. Segundo os trabalhos de Song e Gu et al. (2016), Bellos e Tzivanidis (2017) e Sadreddini et al. (2018), a análise termodinâmica de Primeira Lei de um sistema ORC, baseia-se nas Equações 2.1 a 2.11 e na Figura 2.11.

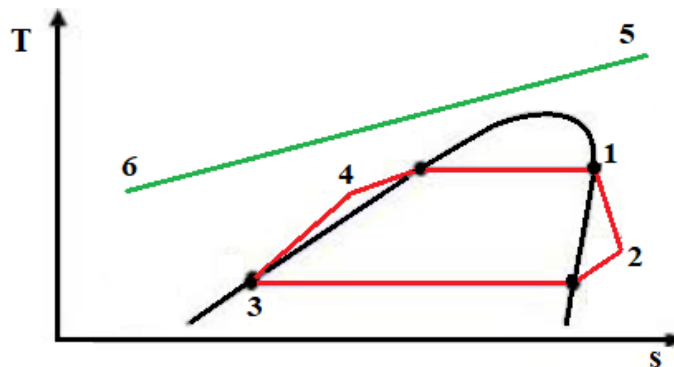


Figura 2.11 – Diagrama T-s para um sistema ORC com fluido de trabalho seco.
 FONTE: Próprio autor

A partir deste conceito os cálculos do rendimento de Primeira Lei e das potências em cada equipamento para um sistema ORC, (turbina, trocadores de calor e bomba), utilizam o balanço de energia. A Equação 2.1 apresenta esse balanço em regime permanente.

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{wf} \left[(h_e - h_s) + \left(\frac{V_e^2 - V_s^2}{2} \right) + g(z_e - z_s) \right] \quad (2.1)$$

Com foco na Figura 2.11, a expansão na turbina é feita no processo 1–2 e o trabalho produzido é dado pela Equação 2.2.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) \quad (2.2)$$

No processo 2–3 acontece a condensação do fluido de trabalho, onde é descartada a energia calculada na Equação 2.3.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

Em 3–4 o fluido de trabalho é bombeado e a bomba utilizada nesse processo consome parte da energia produzida pela turbina, Equação 2.4.

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) \quad (2.4)$$

O processo 4–1 é onde a energia da fonte de calor é aproveitada, Equação 2.5. Com isso o fluido de trabalho é evaporado.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

Assim, o rendimento de Primeira Lei pode ser calculado pela Equação 2.6.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{liq}}{\Delta \dot{E}_{fon}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{E}_{fon,e} - \dot{E}_{fon,s}} \quad (2.6)$$

2.5.2 Rendimento de Segunda Lei

A quantidade de trabalho útil que pode ser obtida nos processos de transformação de energia é o que trata a Segunda Lei. É impossível converter, totalmente, energia térmica em trabalho útil, pois em qualquer conversão de energia uma parte dela é degradada (irreversibilidades). Logo, em todos os processos que promovem sucessivas mudanças de energia, o rendimento é, sempre, decrescente.

Nos ciclos ORC é comum fazer uma primeira análise considerando o ciclo ideal. Porém, irreversibilidades acontecem durante os processos do sistema, o que leva a um aumento de entropia. Tais irreversibilidades podem ser externas ou internas. Dentro dos componentes do ciclo ou na rede que os liga (YAGLI et al. 2016).

I. Internas:

- Atrito nas tubulações, que ocasiona queda de pressão na rede (perda de carga);
- Expansões não controladas, principalmente nas turbinas;
- Perdas de calor internas devido às diferenças de temperatura do sistema com o meio.

II. Externas:

- Perdas de calor externas devido às diferenças de temperatura do sistema com o meio;
- Perdas de potência mecânica por acoplamento e outras transferências de trabalho.

De acordo com Bellos e Tzivanidis (2017) e Sadreddini et al. (2018), o modo usado para calcular o rendimento de Segunda Lei é semelhante ao para a de Primeira Lei, ou seja, por meio de um balanço de 2ª Lei. A Equação 2.7 expõe o balanço de entropia em regime permanente.

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{I}_{VC} \quad (2.7)$$

Para o cálculo da exergia destruída (entropia gerada) em cada dispositivo do ciclo, descritos no item 2.5.1, e também a fornecida pela fonte de calor (Figura 2.10), são descritos pelas Equações 2.8 a 2.10.

$$\dot{I}_t = \dot{W}_{t,rev} - T_0 \cdot \dot{m}_{wf} \cdot (s_2 - s_1) = \dot{W}_{t,rev} - \dot{m}_{wf} \cdot |\Delta e_{f(1,2)}| \quad (2.8)$$

$$\dot{I}_{cond} = T_0 [\dot{m}_{wf} (s_3 - s_2) - \dot{m}_a (s_e - s_s)] = T_0 [\dot{m}_{wf} \cdot \Delta e_{f(2,3)} - \dot{m}_a \cdot \Delta e_{a(e,s)}] \quad (2.9)$$

$$\dot{I}_b = \dot{W}_{b,rev} + T_0 \cdot \dot{m}_{wf} \cdot (s_4 - s_3) = \dot{W}_{b,rev} + T_0 \cdot \dot{m}_{wf} \cdot |\Delta e_{f(3,4)}| \quad (2.10)$$

Para o evaporador, tem-se a exergia destruída calculada pela Equação 2.11. Vale lembrar que este processo (4–1) faz contato com a fonte de calor.

$$\dot{I}_{evap} = T_0 \{ \dot{m}_{wf} (s_1 - s_4) + \dot{m}_{fon} (s_5 - s_6) \} = T_0 [\dot{m}_{fon} \cdot \Delta e_{fon(6,5)} + \dot{m}_{wf} \cdot \Delta e_{f(1,4)}] \quad (2.11)$$

Assim, o rendimento Segunda Lei é calculado pela Equação 2.12. Esse rendimento pode ser calculado também para cada equipamento isoladamente, no qual o rendimento deles é determinado pela razão entre o trabalho produzido/consumido ou calor transferido e os máximos trabalho e produzidos/consumidos e calor transferido se os processos na turbina, bomba e/ou trocadores de calor fossem isentrópicos. É o que se chama de “rendimento isentrópico”.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{fon} \cdot \Delta e_{F, fon}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{m}_{fonte} (e_{fon,i} - e_{fon,o})} \quad (2.12)$$

2.6 Análise *off-design*

O regime permanente em condições *off-design* caracteriza-se pelas variações dos parâmetros termodinâmicos no sistema ORC dimensionado para operação em uma determinada configuração de tais parâmetros. Essa ocorrência é constatada em, basicamente, três situações: partida, parada e mudança na temperatura da fonte de calor do ciclo.

Os modelos em estado permanente *on-design* são úteis sob muitas condições, exceto aquelas fortemente dinâmicas, que são frequentemente observadas na operação real. Logo, esses modelos podem se tornar inaceitavelmente imprecisos quando se deseja avaliar condições de funcionamento próximas da realidade (HAMED, et al. 2012). Tais modelos em regime permanente não fornecem informações dependentes do tempo sobre o comportamento térmico

do ciclo e, assim, não são adequados para simulações de sistemas que tenham variações em suas condições de operação.

Estudos sobre os modelos *off-design* desse ciclo, podem ser realizados, também, com intuito de comparar o funcionamento dos equipamentos do ciclo. Como em Peng et al. (2020), que compararam o funcionamento da turbina radial do ciclo em operação com dois tipos de fluidos (CO₂ supercrítico e uma mistura azeotrópica de R134a e R245fa), isso, em condições de operação fora do ponto de projeto para cada fluido. Segundo Shi et al. (2018), o ciclo em funcionamento *off-design* têm a eficiência variada e pode ser menor que a de projeto dependendo das configurações termodinâmicas em operação, o contrário também é possível.

As pesquisas, por muitas vezes, podem trazer uma abordagem contra intuitiva. O comum é que seja escolhido um ponto de operação ótimo para o ciclo e o projeto dos equipamentos, então analisá-lo sob determinadas variações dos parâmetros termodinâmicos de entrada, como as condições da fonte de calor. O que trabalhos como o de Shen et al. (2019) trazem é um estudo inverso, analisa-se o comportamento *off-design* do sistema (a fonte de calor e o sumidouro de energia) para então, definir o sistema que propriamente irá funcionar sem muitas variações na produção de potência, bem como, na eficiência do ciclo ORC. Neste estudo em questão, a mesma maneira inversa de análise do ciclo foi utilizada com o intuito de aperfeiçoar as técnicas de otimização para o ORC, a partir de um modelo de análise do sistema que utilizava as Leis de Kirchhoff.

Porém, os estudos mais realizados ainda são àqueles em que é analisado o comportamento do sistema projetado, quando este, opera em condições diferentes daquela de projeto, como em Petrollese e Cocco (2019), que analisaram um sistema que produz energia elétrica a partir de um ciclo ORC que opera a partir da energia solar. O sistema transfere energia ao fluido orgânico à uma temperatura de 265 °C através de um tanque de óleo térmico, a uma vazão de 12 kg/s. Os autores obtiveram para tal sistema oito pontos ótimos de operação considerando variações na temperatura de evaporação do fluido e a vazão desse fluido, então analisaram o comportamento de cada um desses pontos ótimos, que não estavam muito distantes uns dos outros (temperatura de evaporação de 207,9 a 215 °C e vazão do fluido orgânico de 9,47 a 9,84 kg/s) para variações na temperatura da fonte de calor durante o ano.

Pequenas variações nas condições externas podem infligir grandes variações na produção de um sistema ORC. Isso foi o que concluiu Song et al. (2016), que analisaram tal sistema para variações na temperatura da fonte de calor e, também, na da água de resfriamento. Assim, constatou que a variação na temperatura de condensação influencia mais no rendimento do ciclo do que a temperatura da fonte de calor (Figura 2.12). Também, pode se afirmar que a

temperatura de condensação deve ser de, no máximo, 30 °C (segundo as condições de operação analisada pelos autores) para uma boa eficiência do sistema ORC (aproximadamente 11%).

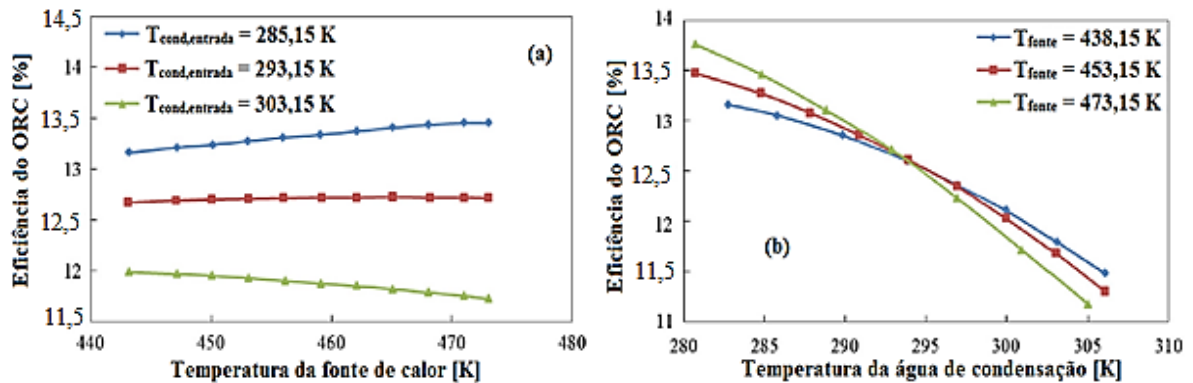


Figura 2.12 – Variação da eficiência do ORC com relação às temperaturas da (a) fonte de calor e (b) da água de condensação.

FONTE: SONG et al. (2016)

Outra análise *off-design* que pode ser citada e que o presente trabalho tem por base é a de Yu et al. (2013). Os autores estudaram um motor de combustão interna em cinco condições diferentes de operação e como os parâmetros de temperatura e vazão do gás de escape influenciam os resultados de um sistema ORC. Foi constatada a dependência entre esses resultados e as condições de entrada e como são os valores de potência produzida para condições diferentes ao do projeto, que é a Condição 2 (Figura 2.13).

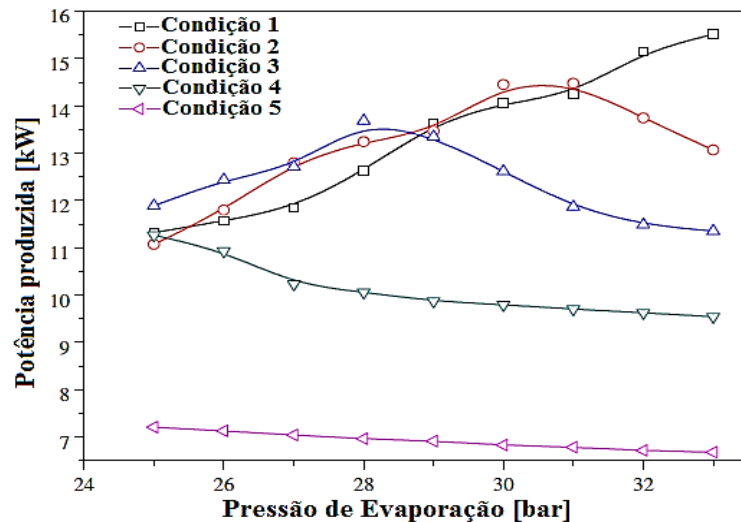


Figura 2.13 – Variação da eficiência do ORC com relação às temperaturas da (a) fonte de calor e (b) da água de condensação.

FONTE: YU et al. (2013)

Em Benato et al. (2017) foi verificada a melhor configuração e fluido de trabalho para um sistema ORC para recuperação de calor de uma microturbina de 65 kW. O software utilizado pelos autores é de autoria deles próprios (ORC-PD) e foi ajustado com o software comercial REFPROP, isso para modelar a melhor configuração, fluido de trabalho de um sistema ORC

com funcionamento *on-design* e *off-design*. Foram variadas, para tal estudo, a temperatura da fonte de calor e fixadas às características construtivas dos equipamentos do ciclo. Os resultados exibem aumento na produção de energia da planta ORC, no rendimento e na pressão no evaporador, isso com o aumento da energia produzida pelo motor (Figura 2.14).

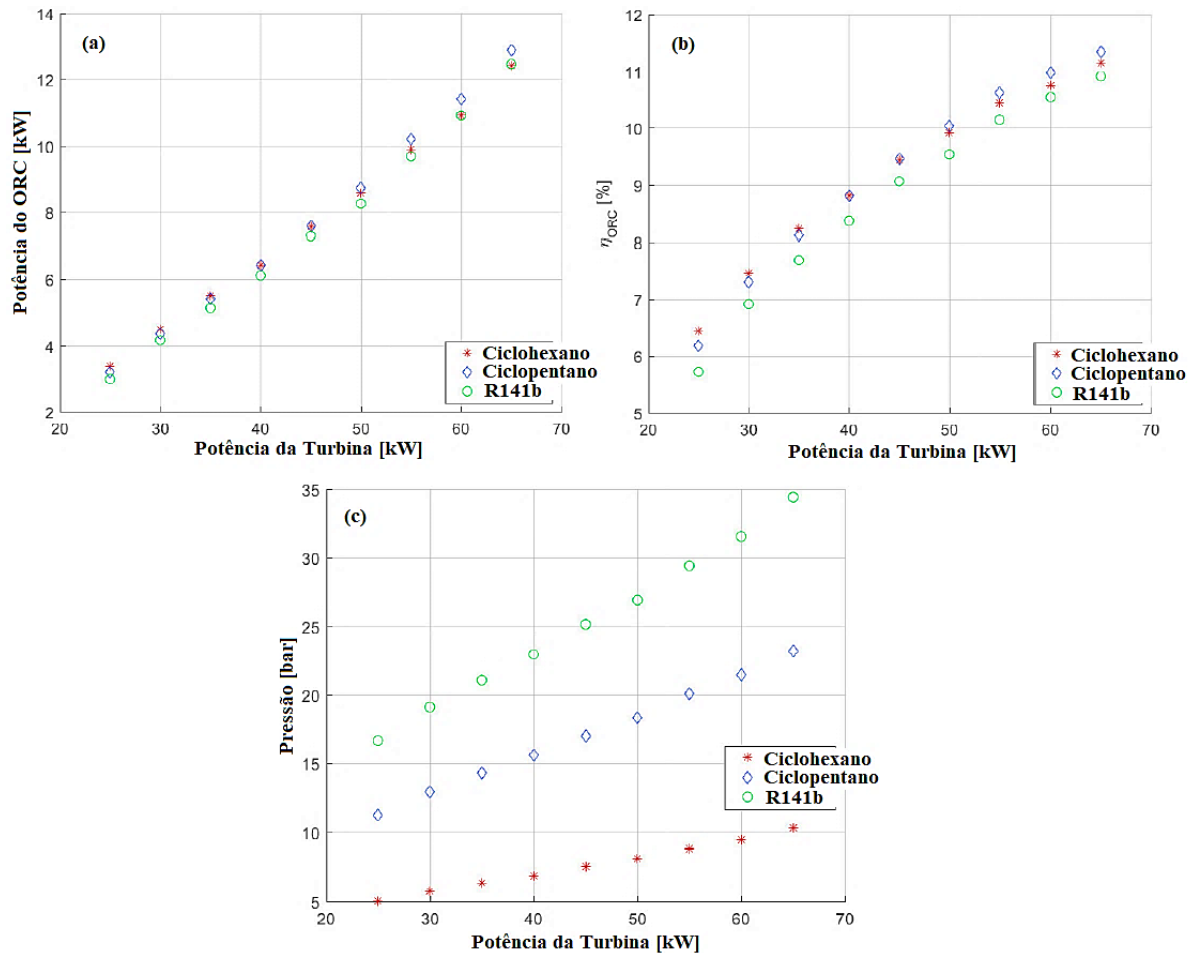


Figura 2.14 – Variação da (a) potência produzida pela planta ORC, (b) eficiência da planta ORC e (c) pressão no evaporador, em função da potência produzida pela microturbina a gás.

FORNE: BENATO et al. (2017)

Uma planta ORC que utiliza dois sistemas de expansão foi estudado por Ibarra, et al. (2019), na qual foram analisadas as variações no comportamento do ciclo em uma análise *off-design*. A pesquisa revelou a melhor condição de operação quando são variados muitos parâmetros (temperatura de operação, potência produzida e velocidade dos expansores), simultaneamente (Figura 2.15). Com isso, os autores afirmaram que a análise *off-design* permitiu a definição de um método para atingir a potência desejada com a máxima eficiência térmica, e a identificação do melhor ponto de operação para o funcionamento sob carga parcial e variável.

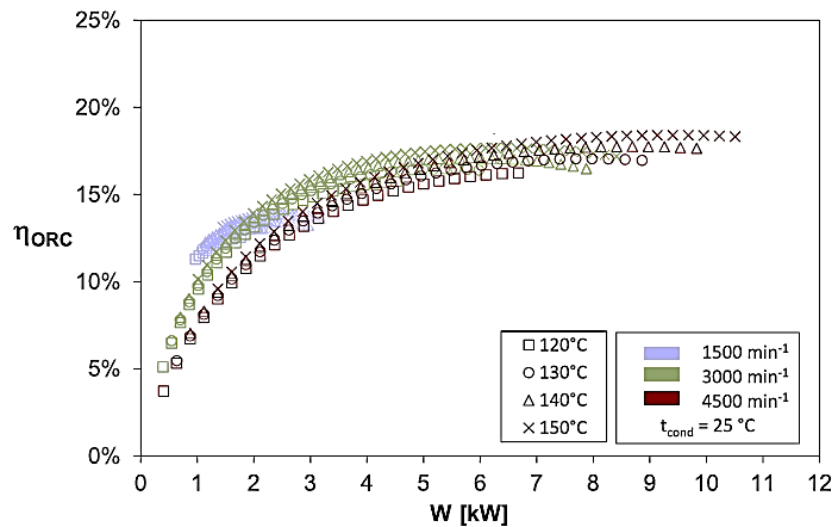


Figura 2.15 – Variação da eficiência do ciclo ORC com dois expansores e funcionamento *off-design* em função da temperatura de operação e rotação dos sistemas de expansão.

FONTE: IBARRA et al. (2019)

Foram comparados os resultados de funcionamento de um ciclo combinado de turbina a gás e sistema ORC em uma análise *off-design* (CAO e DAI, 2017). A temperatura da fonte de calor estudada (gás de exaustão da turbina) é de, aproximadamente, 400 °C, quando a turbina funciona em carga plena. À medida que a turbina funciona em cargas parciais, a produção de energia diminui de acordo com a diminuição da carga (Figura 2.16). Nessa imagem também é possível notar mudanças na produção do ciclo ORC, de acordo com a temperatura de superaquecimento utilizada, o que exhibe a realidade de operação desses sistemas, nem sempre é possível à máxima produção com a mesma configuração projetada.

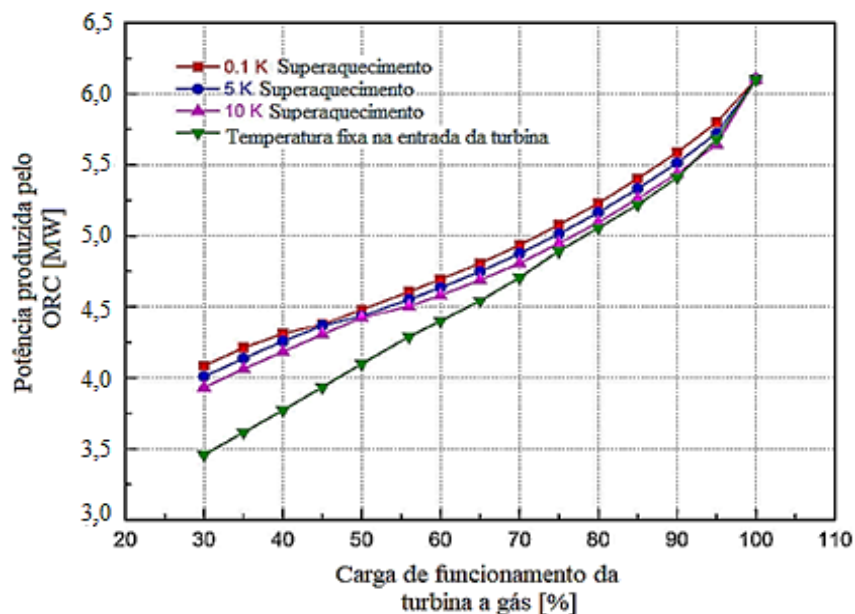


Figura 2.16 – Variação na produção do ciclo ORC de acordo com a carga de operação da turbina a gás e da temperatura de superaquecimento e entrada na turbina.

FONTE: CAO e DAI (2017)

Como já elucidado, o sistema ORC pode também ser empregado em navio e outros veículos de transporte. Nesses casos a operação em condições fora de projeto são ainda mais perceptíveis. De acordo com o trabalho de Mondejar et al. (2017), em um sistema ORC regenerativo integrado em um navio de passageiros, para recuperação de calor residual dos gases de escape dos motores em uma viagem padrão, uma simulação de estado quase estável em condições *off-design* foi realizada. O sistema ORC gerou potência média líquida de 395,73 kW em uma viagem de ida e volta que representou aproximadamente 22% do consumo total de energia a bordo.

Dados experimentais de temperatura dos gases de escape dos motores foram registrados durante a operação da embarcação por um período de quatro semanas. As vazões em massa do escapamento foram estimadas em função da carga do motor, velocidade e pressões e temperaturas do refrigerador de ar do turbocompressor. As condições de exaustão durante a viagem de ida e volta padrão foram usadas como valores de entrada para um modelo fora do projeto, que consistia em um ORC regenerado usando benzeno como fluido de trabalho. Os autores concluíram que a produção de energia do ORC seguiu um padrão semelhante ao da demanda de energia elétrica do navio, pois era maior enquanto a embarcação estava em mar aberto e a demanda de energia era maior. No entanto, o modelo *off-design* apresentou problemas de convergência nas menores vazões de massa registradas (que correspondem à permanência do navio nos portos). Portanto, a principal incompatibilidade entre a produção de energia ORC e a demanda de energia a bordo pode ocorrer enquanto o navio está nos portos (MONDEJAR et al., 2017).

O ciclo ORC *off-design* pode ser estudado para operação com diferentes tipos de cada um dos equipamentos principais. Como evidencia a pesquisa de Chatzopoulou et al. (2019), na qual os autores produziram os mapas de funcionamento *off-design* para um ciclo ORC para recuperação de calor de um motor de combustão interna. Tais mapas foram construídos para o funcionamento do sistema com diferentes tipos de expansores (de parafuso “*screw*” e pistão), também, duas configurações de trocadores de calor (tubo duplo e de placas). Foram observadas eficiências isentrópicas acima de 80% para ambos os expansores em todas as simulações fora de projeto, além de uma diminuição de até 30% dos coeficientes de transferência de calor para os trocadores de calor e um aumento de até 20% na efetividade. A construção de tais mapas de performance para o ciclo pode fornecer uma previsão da operação do sistema em diferentes condições de operação do motor.

As variações da temperatura ambiente também influenciam no funcionamento dos ciclos ORC e faz com que este opere em condições termodinâmicas diferentes daquelas para as

quais fora projetado, o que afeta a sua performance. Isso é o que constataram Hu et al. (2020), no estudo, os autores propuseram uma abordagem para otimização multiobjetivo com o objetivo de determinar o projeto ideal do sistema ORC, com base nas condições operacionais que variavam a cada hora. Foram utilizadas nas simulações as condições climáticas de diferentes cidades localizadas em zonas climáticas distintas para determinar, assim, foi dimensionado o sistema para três diferentes temperaturas ambientes de projeto (T_a^d), como exposto na Figura 2.17, pode-se perceber que como aumento na temperatura ambiente, para todos os sistemas projetados, a potência produzida diminui. Contudo, para cada um deles, nota-se que ao operar na temperatura para a qual foi projetado, o sistema produz a maior quantidade de potência dentre todos os sistemas. Mais uma vez percebe-se a importância da análise do ORC em regime de operações *off-design*, o que permite a avaliação da performance do ciclo em todas as condições de operação.

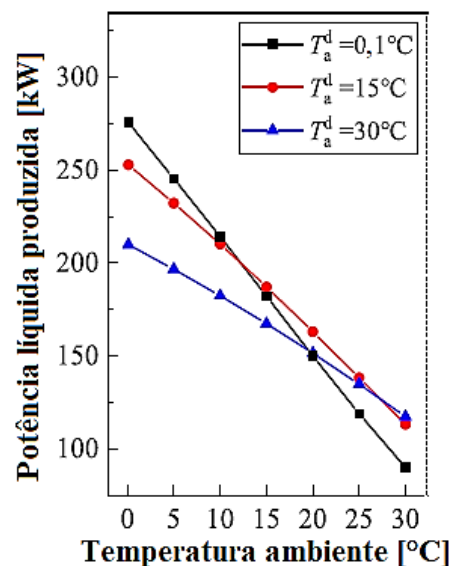


Figura 2.17 – Variação na produção de potência para o aumento da temperatura ambiente em cada sistema projetado para funcionamento em uma temperatura ambiente distinta.

FONTE: HU, et al. (2020) – Modificado

Estudos comparativos entre ciclos são mais concisos quando abordam sistemas em operação *off-design*, ainda pelo fato de revelarem o comportamento mais próximo do que seria apresentado no dia-a-dia da operação real. Como ilustra o artigo de Yoon et al. (2017), que comparou um ciclo ORC com um de CO₂ supercrítico para recuperação do calor residual de uma microturbina a gás. Tal comparação salienta quando um sistema deve ser escolhido em detrimento de outro, em outras palavras, para quais tipos de operação deve-se utilizar o ciclo ORC ou o CO₂ supercrítico. O estudo exibiu que o ciclo ORC é mais indicado quando a microturbina opera mais próxima da carga máxima, entre 75% e 100%, abaixo desse patamar, como a produção de potência pelo ORC varia muito enquanto para o CO₂ supercrítico essa

variação é pequena, a maior potência é produzida pelo ciclo do CO₂ supercrítico. Logo, como constatado pelos autores, o ciclo ORC é indicado para aplicação em indústrias, similares à estudada, de alta geração, caso contrário, muitas variações na demanda, é aconselhável a implantação do ciclo de CO₂ supercrítico.

Por fim, o estudo *off-design* ainda pode ser usado para comparar a performance entre diferentes configurações de um mesmo ciclo, após a definição do melhor tipo de ciclo de recuperação de calor para ser implementado. Tal comparação foi feita no artigo publicado por Rech et al. (2017) para um ciclo ORC de um estágio e outro com dois estágios que aproveitam o calor rejeitado pelos gases de exaustão, da água de refrigeração e do óleo lubrificante de um motor a diesel usado para mover uma embarcação e gerar energia elétrica para ela. Os autores puderam mostrar que existem condições de operação favoráveis específicas para cada uma das configurações, assim como no trabalho de Yoon et al. (2017) para diferentes ciclos.

Com isso, pode-se perceber a magnitude da importância dos estudos que abordam os sistemas ORC em funcionamento fora das condições de projeto, seja para diferentes aplicações, para melhoramento de técnicas de otimização, definição de ponto de projeto, estudo da viabilidade econômica do investimento ou para a definição da tecnologia a ser implementada em um sistema de geração de energia mecânica.

3. DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS

Neste capítulo é exibida a modelagem termodinâmica para cada componente do ORC para, posteriormente, ser analisado seu comportamento segundo variações na temperatura e vazão da fonte de calor. Os equipamentos dimensionados são trocadores de calor (evaporador/superaquecedor e condensador), turbina a vapor e a bomba. No trabalho foi utilizado o software ASPEN HYSYS® V.11 (Licença adquirida pelo Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia da Universidade Federal de Itajubá em 2018 e válida até 2024) para o projeto e simulação tanto dos trocadores de calor quanto da bomba, fazendo uso dos pacotes respectivos à modelagem de cada equipamento. Para a turbina, foi usado o modelo da linha média para definição dos mapas de funcionamento do expensor e, a partir desses resultados, foi inserido no modelo do ORC feito no HYSYS® para completar o ciclo e realizar as simulações do funcionamento *off-design*. Essa sequência pode ser resumida pelo diagrama de blocos mostrado no ANEXO A.

3.1 Trocadores de calor (evaporador e condensador)

Os trocadores de calor são usados nas indústrias de processo, energia, petróleo, transporte, ar-condicionado, refrigeração, criogenia, recuperação de calor, combustíveis alternativos e manufatura. Os trocadores são classificados de acordo com os processos de transferência, número de fluidos, mecanismos de transferência de calor, tipo de construção e os arranjos de correntes de fluidos.

Segundo Milcheva et al. (2017), os trocadores de calor do tipo casco e tubo são amplamente utilizados nos sistemas ORC, nos quais a configuração mais utilizada dentre eles a de um casco (fluido frio) e um tubo (fluido quente), ambos com dois passes.

Os trocadores de casco e tubo (Figura 3.1) são classificados e construídos, principalmente, de acordo com as normas TEMA 10ª ed. (2019) (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). São construídos a partir de um feixe de tubos circulares montados em um invólucro (casco) cilíndrico com os eixos dos tubos paralelos ao do invólucro.

Segundo informações obtidas nos sites das fabricantes de trocadores de calor: DENOX, EVACON e SESCEPOL, os trocadores tubulares são amplamente utilizados na indústria pois são projetados sob medida para, virtualmente, qualquer capacidade e condições operacionais, sejam de baixa ou alta pressão, de criogenia a altas temperaturas e quaisquer diferenças de temperatura e pressão entre fluidos (limitados apenas pelos materiais de construção). Eles

podem ser projetados para condições operacionais especiais: vibração, incrustações pesadas, fluidos altamente viscosos, erosão, corrosão, toxicidade, radioatividade, misturas multicomponentes e assim por diante.

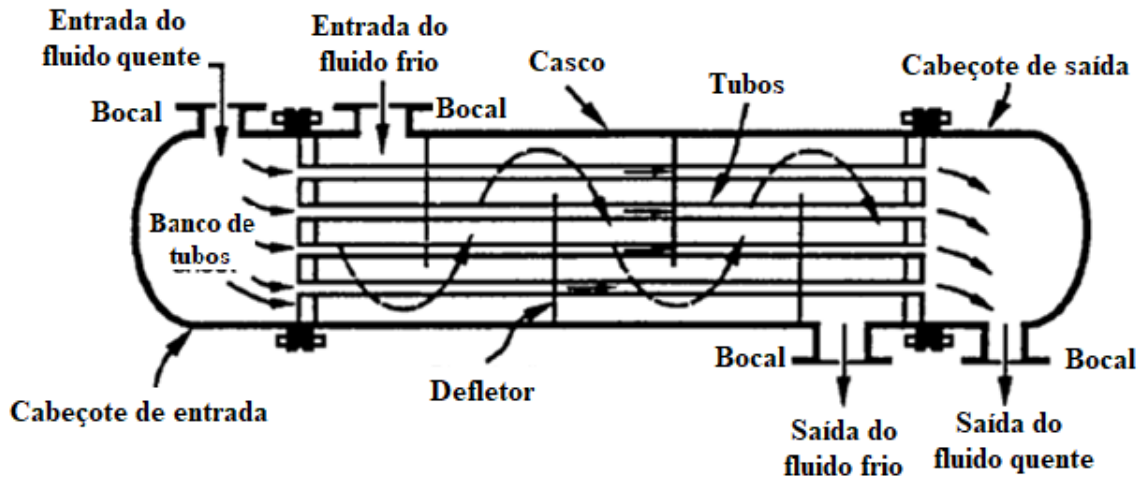


Figura 3.1 – Modelo de trocador de calor do tipo casco e tubo.
FONTE: SHAH e SEDULIC (2013)

Os trocadores de calor de casco e tubo são considerados os mais versáteis, feitos de uma variedade de materiais metálicos e não-metálicos (como grafite, vidro e teflon) e variam em tamanho desde pequeno ($0,1 \text{ m}^2$) até muito grandes (acima de 105 m^2 , área de superfície) (OZDEN e TARI, 2010). Eles são usados extensivamente como trocadores de calor de processo nas indústrias químicas e de refino de petróleo, bem como geradores de vapor, condensadores, aquecedores de água de alimentação de caldeiras e resfriadores de óleo em usinas elétricas. Como condensadores e evaporadores em algumas aplicações de ar condicionado e refrigeração e, por fim, em aplicações de recuperação de calor residual.

Segundo Yang et. al (2014), como o trocador de $2m-2n$ TEMA F tem uma eficácia menor que a do arranjo básico de $2-2$, logo pode ser mais vantajoso o emprego em série desses trocadores (Figura 3.3) de calor ao invés de um com múltiplos passes nos cascos e nos tubos. Ainda, deve ser ressaltado que os processos de “aquecimento \rightarrow evaporação \rightarrow superaquecimento” e “dessuperaquecimento \rightarrow condensação \rightarrow subresfriamento” ocorrem, respectivamente, dentro do evaporador e do condensador, não havendo outros trocadores de calor envolvidos, apesar de por vezes no texto serem mencionados, por exemplo, evaporador e superaquecedor.

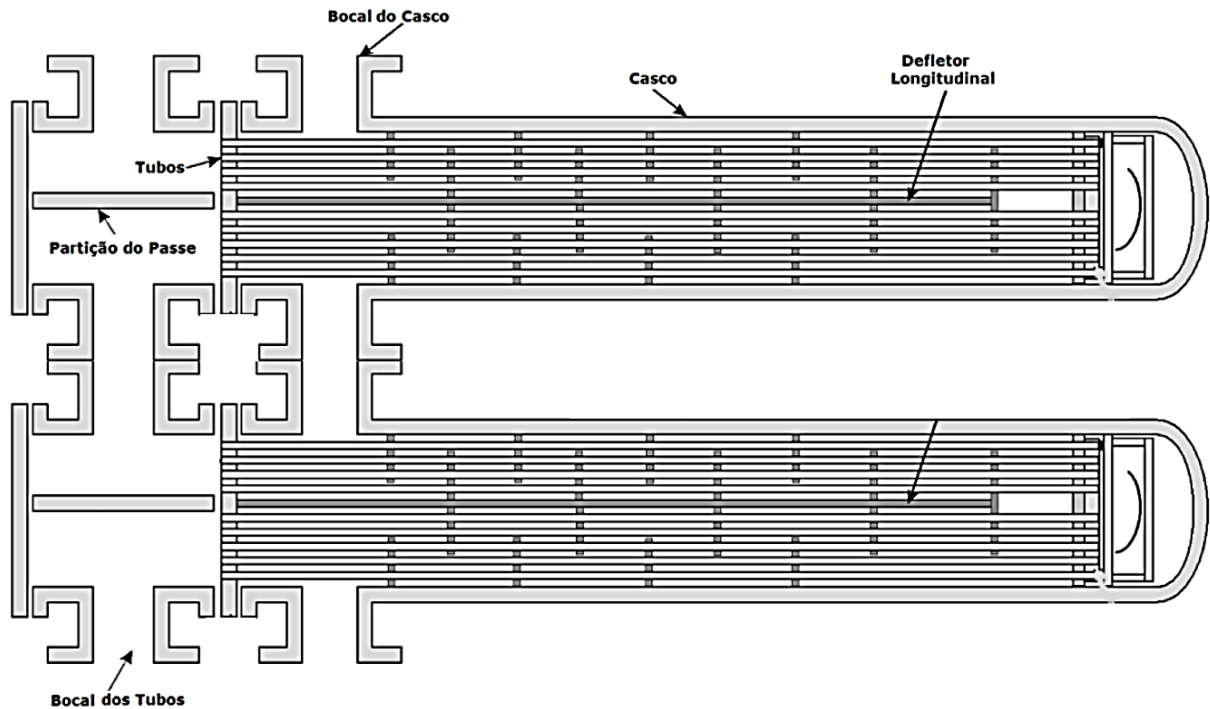


Figura 3.2 – Trocador de calor em série do tipo 2m-2n TEMA F, que possui maior eficácia que o 2-2n TEMA F.

FONTE: BICCA (2006) - Modificado

3.1.1 Método de projeto hidráulico e térmico do TEMA F

Resolver esse tipo de problema de projeto significa determinar a área “A” (ou o coeficiente global de transferência de calor “UA”) de um trocador de calor (Equação 3.1) para satisfazer os valores terminais necessários de algumas variáveis (*Sizing*) ou determinar os valores terminais das variáveis a partir do tamanho físico do trocador de calor ou a condutância global (*Rating*) (RAY e DAS, 2020).

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (3.1)$$

Projeto térmico (rating) – A determinação da performance de um trocador de calor existente em termos da transferência de calor e da perda de carga é chamada de rating. Os parâmetros de entrada para esse tipo de abordagem são: a construção do trocador de calor, disposição dos escoamentos e dimensões gerais, detalhes completos sobre os materiais e geometrias de superfície em ambos os lados. Assim, as temperaturas de saída de fluido, a taxa de transferência total de calor e as quedas de pressão em cada lado do trocador são os dados obtidos pela análise rating.

Projeto físico (sizing) – O projeto de um novo trocador de calor significa a seleção de um tipo de construção de trocador, disposição dos escoamentos, tubo/placa e o tamanho físico de um trocador para atender às quedas de pressão e transferência de calor especificadas. Para um trocador de casco e tubo, uma abordagem sizing, refere-se à determinação do tipo de casco,

diâmetro e comprimento, diâmetro e número do tubo, disposição do tubo, disposição da passagem e assim por diante. Os parâmetros de entrada são: as geometrias de superfície (inclusive: características de transferência de calor adimensional e queda de pressão), vazões de fluido, temperaturas do fluido de entrada e saída, fatores de incrustação e quedas de pressão em cada lado do fluido.

3.1.2 Projeto básico de um trocador de calor

Segundo Ray e Das (2020) e Bonilla (2017), para realizar a análise de transferência de calor de um trocador deve-se relacionar a taxa de transferência de calor “ \dot{Q} ”, a área de superfície de transferência de calor “ A ”, o coeficiente global de transferência de calor “ U ” e as temperaturas do inicial e final do fluido de trabalho (tubos). Para tal, duas relações são consideradas:

- Equações de taxa para transferência de calor (Equação 3.1).
- Equilíbrio energético baseado na Primeira Lei da Termodinâmica (Equação 3.2).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{wf} \Delta h \quad (3.2)$$

As seguintes considerações devem ser tomadas para o dimensionamento do trocador de calor:

1. O trocador de calor funciona sob condições de estado estacionário, ou seja, vazão e temperaturas do fluido (na entrada e na saída do trocador) constantes no tempo.
2. As perdas de calor de ou para os arredores são insignificantes.
3. A temperatura de cada fluido é uniforme ao longo de cada secção transversal do trocador de calor.
4. A resistência térmica da parede é distribuída uniformemente em todo o equipamento.
5. A mudança de fase ocorre a uma temperatura constante.
6. A condução de calor longitudinal nos fluidos e na parede é insignificante.
7. O calor específico de cada fluido é constante em todo o trocador.
8. A área de transferência de calor é distribuída uniformemente em cada lado do fluido.
9. A vazão é uniformemente distribuída através do trocador em cada lado. Além disso, nenhuma estratificação de vazão, desvio de escoamento ou vazamentos ocorrem.

3.1.3 Coeficiente global de transferência de calor

A resistência térmica global mais baixa em um trocador de calor pode ser obtida ao tornar as resistências térmicas do lado quente e frio iguais (considera-se que as resistências de

parede e de incrustação são desprezíveis). Esta é a razão pela qual a área da superfície do lado do gás é cerca de 5 a 10 vezes maior do que a do lado do líquido quando o coeficiente de transferência de calor do lado do líquido “ h ” é 5 a 10 vezes maior do que o “ h ” do lado do gás, logo quando o fluido em análise estava na fase líquida a velocidade dele durante as simulações apresentava-se de 5 a 10 vezes menor que sua velocidade quando no estado de vapor.

A corrente de fluido no interior dos tubos do trocador de calor é dividido em três partes, superaquecimento (1), mudança de fase (2) e aquecimento (3), válido para o evaporador (Figura 3.5), para o condensador o conceito é semelhante, porém como dessuperaquecimento, mudança de fase e resfriamento (FENG, et al., 2019).

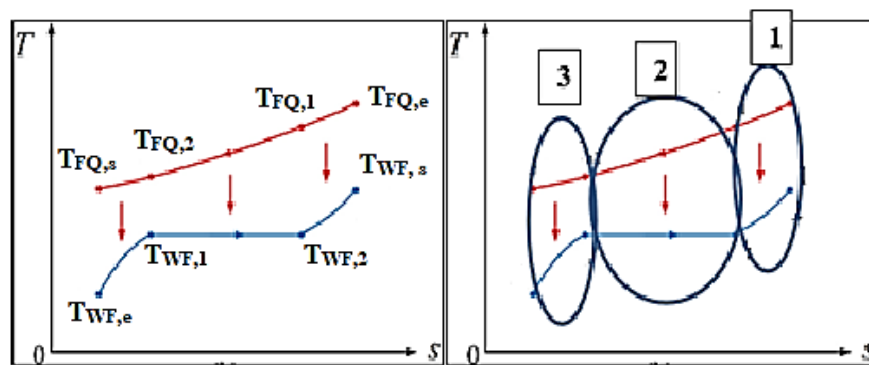


Figura 3.3 – Processo de transferência de calor no processo de evaporação em cada setor do trocador de calor (1) superaquecimento, (2) mudança de fase (3) aquecimento. FQ → Fonte quente, WF → Fluido de trabalho.

FONTE: FENG, et al., (2020), modificada.

3.1.4 Método de modelagem

Os trocadores de calor (evaporador e condensador) foram dimensionados utilizando o HYSYS[®] e o pacote “*rigorous model*”. O pacote do software conta com um banco de dados de trocadores de calor de casco e tubo baseados na norma TEMA. Também, permite que as modificações de projeto necessárias possam ser feitas e, assim, determinar um arranjo adequado para o equipamento através da análise de erros e inconsistências do modelo.

O software necessita para o funcionamento do sistema *off-design* do presente trabalho, segundo o software HYSYS[®], das condições termodinâmicas de entrada, de ambas as correntes de fluidos, no trocador de calor. Então, são calculadas as condições de saída dessas correntes de acordo com o dimensionamento construtivo do equipamento.

A análise realizada pelo software pode ser controlada através das restrições construtivas impostas pelo manual de projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo da TEMA e as equações de perda de carga usadas por Feng, et al. (2019). Com isso, as características dos escoamentos no condensador e no evaporador podem ser adquiridas segundo essa simulação,

bem como todo o modelo construtivo dos trocadores e calor e, assim, o desempenho desses equipamentos com base nas características da fonte de calor.

3.1.4.1 Perda de carga em um trocador de calor

A potência de bombeamento do fluido de trabalho é proporcional à queda de pressão do fluido, que está associada ao atrito do fluido e a outras contribuições da queda de pressão ao longo do ciclo. A perda de carga do fluido tem relação direta com a transferência de calor do trocador, operação, tamanho, características mecânicas e outros fatores, como as considerações econômicas.

Perda no interior dos tubos – A perda de carga no interior dos tubos é determinada pela Equação 3.9, em que o sub índice “j” denomina o setor do trocador de calor em análise, “ ρ ” a massa específica, “u” a velocidade linear e as Equações 3.10 a 3.13 fornecem os parâmetros necessários ao cálculo. No entanto, nos trocadores de calor de casco e tubo, as quedas de pressão de entrada e saída para a vazão do tubo são geralmente negligenciadas.

$$\Delta P_{j,wf} = (\Delta P_{Lj} + \Delta P_{ej})N_{tu}N_{ca} + \Delta P_{sj}N_{ca} \quad ; \quad j = 1, 2, 3 \quad (3.9)$$

$$\Delta P_{Lj} = \lambda_j \frac{L_{tu,j}}{d_{i,tu,int}} \left(\frac{\rho_j u_j^2}{2} \right) \quad (3.10)$$

$$\Delta P_{ej} = 3 \left(\frac{\rho_j u_j^2}{2} \right) \quad (3.11)$$

$$\Delta P_{sj} = 1,5 \left(\frac{\rho_j u_j^2}{2} \right) \quad (3.12)$$

$$\lambda_j = 0,01227 + \frac{0,7543}{Re_{j,wf}^{0,38}} \quad (3.13)$$

Perda no exterior dos tubos – A queda de pressão no lado do casco de um trocador de calor, considera a passagem do fluido pelos defletores, que provocam turbulência no escoamento (Equações 3.14 a 16), em que o sub índice “ca” denomina o casco do trocador de calor setor do trocador de calor em análise.

$$\Delta P_h = (\Delta P_{h,1} + \Delta P_{h,2})N_{ca} \quad (3.18)$$

$$\Delta P_{h,1} = f_0 n_{ca} (N_{baf} + 1) \left(\frac{\rho_h u_h^2}{2} \right) \quad (3.19)$$

$$\Delta P_{h,2} = N_{baf} \left(3,5 - \frac{2L_{baf}}{d_{i,ca}} \right) \left(\frac{\rho_h u_h^2}{2} \right) \quad (3.20)$$

3.1.4.2 Características geométricas do trocador de calor

As características geométricas necessárias para o projeto dos trocadores de calor, segundo o manual de normas de projeto TEMA (2019), Thulukkanam (2013) e Ray e Das (2020) são: diâmetro e comprimento dos tubos, velocidades de escoamento (no casco e no tubo), distanciamento entre os tubos diâmetro do casco, número de tubos número e espaçamento dos *baffles*. Em corroboração com a norma utilizada, o software HYSYS[®], usado para as simulações, também necessita desses parâmetros para sua execução, além da definição do material com o qual os tubos são projetados.

Segundo as normas e os trabalhos supramencionados os trocadores de calor do tipo TEMA F de casco e tubo, podem ser estabelecidos da seguinte maneira:

- **Diâmetro externo dos tubos** – O tamanho do tubo é especificado pelo diâmetro externo e espessura da parede (não deve exceder a 10% do diâmetro externo do tubo). Os tubos de menor diâmetro produzem coeficientes de transferência de calor mais altos e resultam em um trocador compacto. No entanto, tubos de diâmetro maior têm a manutenção facilitada, são mais resistentes e necessários quando a queda de pressão permitida no tubo é pequena. Quase todos os tubos dos trocadores de calor estão dentro da faixa de 1/4” (6,35 mm) a 2” (5,8 mm) de diâmetro externo. Esses tamanhos oferecem o melhor desempenho e são mais econômicos em muitas aplicações. Os mais comuns são os tamanhos de 3/8” e de 3/4”. Use tubos de 1/4” de diâmetro para fluidos limpos. Para limpeza mecânica, o menor tamanho prático é o de 3/4”, os tubos de diâmetro 1” são normalmente usados quando a incrustação é esperada.
- **Comprimento dos tubos** – Para um projeto econômico é preferível que, para determinada área de troca térmica, tenha-se o menor diâmetro possível, assim os comprimentos dos tubos serão maiores, portanto, restrições mínimas de comprimento devem ser observadas. Os comprimentos padrões, de acordo com o padrão TEMA, variam entre 1,5 e 6 m, outros comprimentos podem ser usados caso seja necessário.
- **Espaçamento dos tubos** – Os tubos devem ser espaçados com uma distância mínima de 1,25 vezes (centro a centro) o diâmetro externo do tubo. Para a devida manutenção e limpeza, quando o diâmetro nominal do casco é de 12” (305 mm) ou menos, o espaçamento mínimo deve ser de 3/16” (4,8 mm). Já para diâmetros acima de 12”, o espaçamento deve ser de no mínimo 1/4” (6,4 mm).
- **Número de tubos** – O número de tubos depende da vazão do fluido e da queda de pressão desejada. O projeto é feito de modo que a velocidade do lado do tubo para água e líquidos

semelhantes varie de 0,9 a 2,4 m/s e a velocidade do lado do casco 0,6 a 1,5 m/s, isso para líquidos, quando os fluidos são gasosos esses limites podem aumentar em 15 vezes. O limite de velocidade mais baixo é desejado para limitar a incrustação, já a velocidade mais alta é limitada para evitar erosão, impacto e vibração induzida pelo escoamento. Quando alguma impureza sólida (materiais particulados) está presente, a velocidade é mantida alta o suficiente para impedir o assentamento dessas partículas.

- **Diâmetro do casco** – Esse parâmetro é deixado ao critério do projetista, que deve objetivar economias peculiares às instalações do equipamento e fabricação. Os diâmetros mais comuns de casco para utilizações em sistemas de geração de baixa potência variam de 6” (152 mm) a 23” (584 mm) e a pressão interna nele varia de 20,7 MPa a 17,5 GPa, o que requer espessuras de paredes de até 76 mm.
- **Defletores (*baffles*)** – Predominantemente, nos trocadores de casco e tubo são empregados os defletores segmentares. Os *baffles*, como mostrado na Figura 3.6, têm altura B_c e são dispostos longitudinalmente ao longo do trocador de calor em diferentes seções e cobrem entre 50 e 80% da seção circular limitada pelo diâmetro interno do casco. A cobertura de 80% é a mais comumente usada, pois garante melhores condições de transferência de calor e menores perdas de carga. O espaçamento entre *baffles* varia entre 1 e 1,5 vezes o diâmetro do casco.
- **Número de passes nos tubos** – O aumento no número de passes garante ao escoamento no interior dos tubos maiores números de Reynolds e Nusselt, com isso maiores turbulência e coeficiente global de transferência de calor. O número de passes varia de 1 a 8, a construção padrão prevê 1, 2 ou 4 passes. Para trocadores de calor com mudança de fase dentro dos tubos, deve-se utilizar 1 ou 2 passes por tubo. Isso garantirá maior coeficiente de transferência de calor a um custo viável e uma menor perda de pressão.

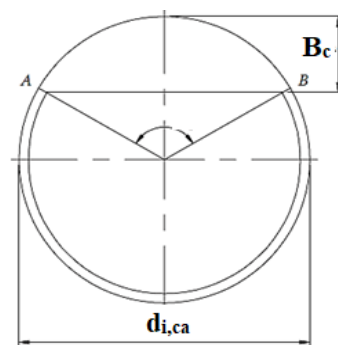


Figura 3.4 – Seção circular do casco de um trocador de calor que contém um defletor segmentar.

FONTE: THULUKKANAM, (2013).

- **Número de passes no casco** – Para obter-se menores custos, a construção de um casco apenas é ideal, portanto, o aumento da efetividade pode ser conseguido com o aumento do número de passes dentro da região do casco. Porém tal solução restringiria o espaço do escoamento e aumentaria demasiadamente a perda de carga do escoamento.

3.2 Expansor

Existem dois tipos de dispositivos de expansão utilizados nos sistemas ORC, turbo expansores e expansores volumétricos. A diferença entre eles é que no primeiro a expansão ocorre a partir da passagem do escoamento através de sistemas móveis que rotacionam um eixo, utilizado quando deseja-se obter potência mecânica sobre altas velocidades de rotação. Já o segundo a diminuição da pressão ocorre por uma válvula de alívio ou dentro de uma câmara de expansão, utilizado quando as rotações necessárias são mais baixas, o que exige um gerador e um sistema mais baratos. Porém as eficiências de ambos, a baixas rotações, são baixas (as da turbo máquinas são um poucos maiores), logo, como a eficiência de Carnot do ciclo já é baixa, os expansores volumétricos (*screw* e *scroll*) podem significar uma perda significativa de produção de potência (WHITE, 2015).

Há dois tipos de turbo expansores, axiais e radiais. Como pode ser deduzido pelos nomes, as turbinas axiais o escoamento é no sentido longitudinal do eixo, enquanto nas radiais ele é, basicamente, em torno desse eixo (entra tangencialmente a 90° , expande-se radialmente e deixa o equipamento no sentido axial). A vantagem da turbina axial é que ela pode alcançar uma alta eficiência em uma faixa mais ampla de velocidades de rotação do que uma turbina radial. Porém, quando se compara a faixa de velocidades em que ambos equipamentos podem operar, as eficiências das turbinas radiais são frequentemente maiores.

Segundo White (2015), é difícil encontrar uma vantagem decisiva no projeto para a escolha de uma turbina radial ou axial. Contudo, as turbinas de escoamento radial são geralmente vantajosas porque são compactas, têm boa capacidade de fabricação, construção leve, podem alcançar altas eficiências sobre uma única fase de expansão e fornecem um design robusto.

A Figura 3.7 apresenta a utilização dos modelos dos equipamentos de expansão pelas principais empresas de sistemas ORC do mundo. Destacam-se as turbo máquinas dos tipos axial e radial, que abrangem a maior faixa de produção de potência dentre todas (35 kW a 50 MW).

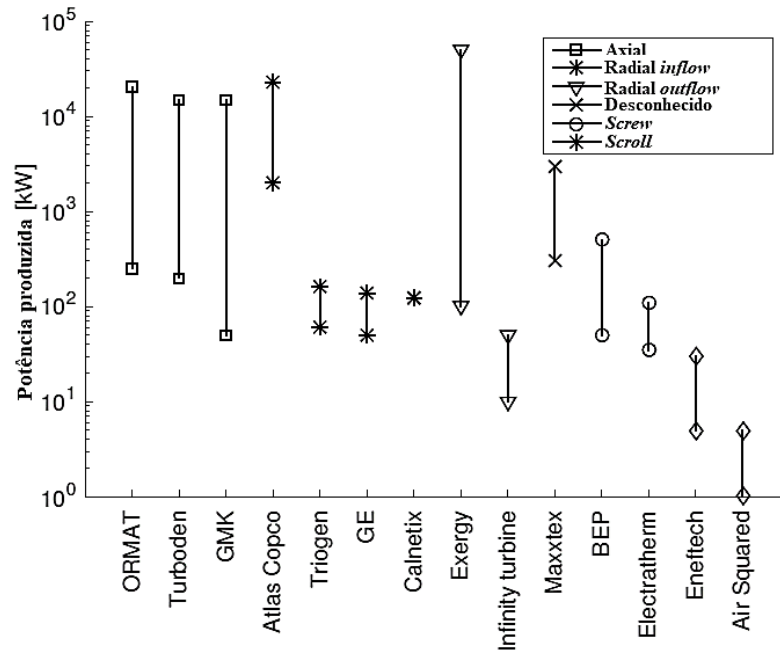


Figura 3.5 – Tipos de dispositivos de expansão utilizados pelas principais empresas de sistemas ORC, de acordo com a potência produzida pelo ciclo.

FONTE: WHITE (2015)

A turbina radial (mais utilizada e de maior eficiência), é capaz de gerar mais potência por estágio do que uma turbina axial e ser capaz de operar com vazões relativamente baixas (WHITE, 2015). Por isso há um interesse em utilizá-las como expensor de sistemas ORC.

3.2.1 Turbina radial

O esquema construtivo dos dispositivos internos do equipamento de uma turbina radial é exposto na Figura 3.8. O fluido de trabalho primeiramente entra em uma voluta [1] que distribui o escoamento uniformemente em torno da entrada do estator [2], dá-se, assim, origem a um componente de velocidade tangencial. O escoamento, então, acelera através das palhetas guia do estator (parte fixa da turbina que guia o escoamento às palhetas móveis fixadas ao rotor) [2 a 3] que, como mencionado, são projetadas para direcionar o escoamento para a entrada do rotor [4] (com uma grande componente de velocidade tangencial, e no ângulo de escoamento desejado). Depois de entrar no rotor, o escoamento se expande, o que produz torque no eixo do rotor, antes de sair [5]. Depois de sair do rotor, um difusor pode ser usado para recuperar parte da energia cinética do escoamento e aumentar a pressão estática do escoamento [5 a 6].

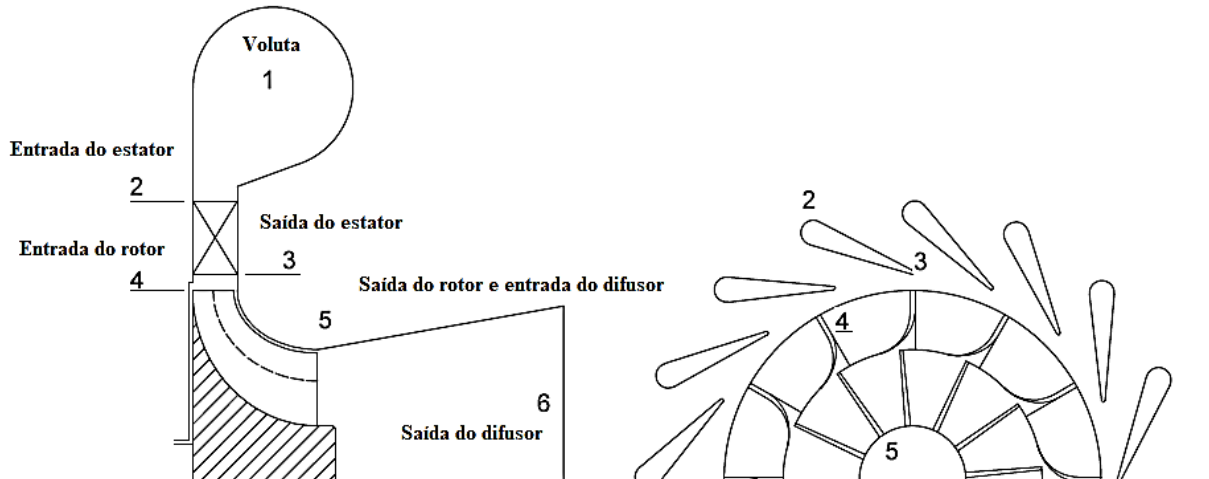


Figura 3.6 – Esquema construtivo de uma turbina radial.

FONTES: WHITE (2015)

De todos os componentes, o rotor da turbina é o mais crítico, pois é nele que, diretamente, produz-se trabalho. Segundo White (2015) e Carrillo (2010) A vertente central do projeto do rotor é o projeto dos triângulos de velocidade na entrada e na saída do dispositivo. Tais triângulos, comuns para turbinas radiais, são mostrados na Figura 3.9. O fluido entra no rotor com uma velocidade absoluta C_4 , em um ângulo α_4 . Esta velocidade possui uma componente de velocidade vertical C_{m4} (que é igual a velocidade radial do rotor, pois considera-se que escoamento não tem velocidade axial) e um componente de velocidade tangencial $C_{\theta 4}$. Isso faz com que o rotor gire em um sentido enquanto o escoamento, assim, tome o sentido contrário. O rotor gira com uma velocidade linear de U_4 (dada pela multiplicação de C_{m4} pelo raio do eixo do rotor) que por subtração vetorial de C_4 , fornece a velocidade do fluido, W_4 com ângulo de escoamento β_4 . Este é composto da mesma velocidade vertical C_{m4} , mas com um componente de velocidade tangencial relativa $W_{\theta 4}$. O triângulo de velocidades na saída do rotor, acontece de maneira análoga, com a diferença que o fluido deixa o rotor na direção axial (vista superior).

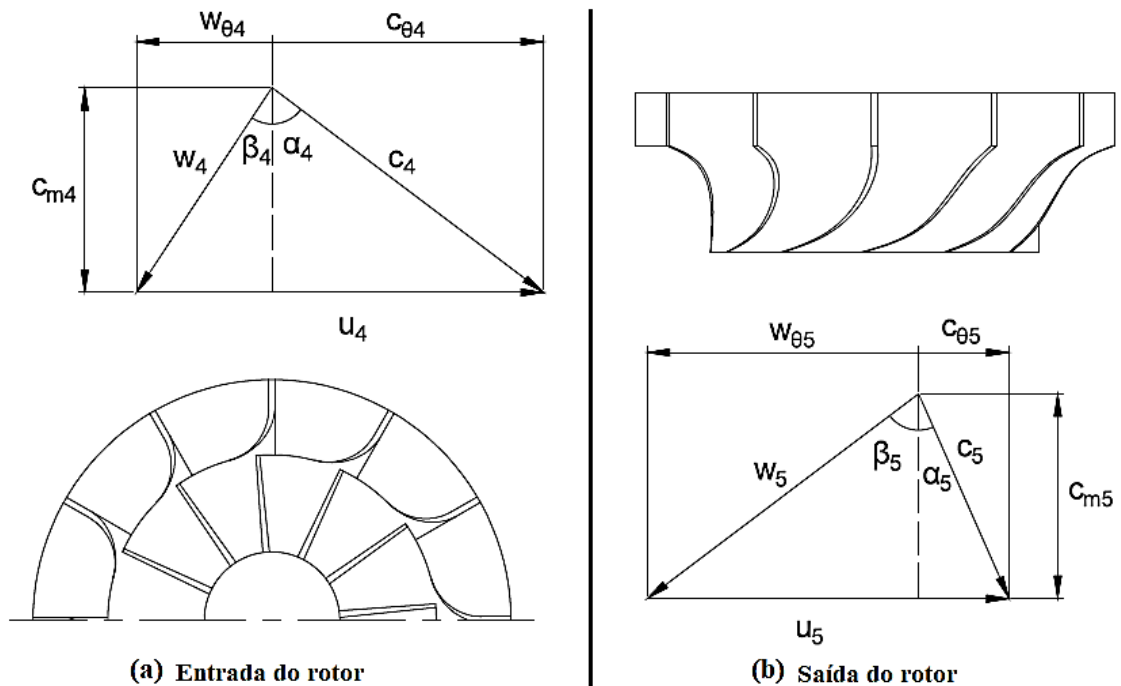


Figura 3.7 – Triângulos de velocidade na (a) Entrada do rotor e (b) Saída do rotor.
 FONTE: WHITE (2015)

3.2.2 Método da linha média (MLM)

O método da linha média foi aperfeiçoado constantemente no programa de pesquisas de turbinas coordenado pela NASA (*National Aeronautics and Space Administration*). Segundo Schuster et al. (2020), esse método é utilizado para abordar o projeto desse tipo de equipamento, como alternativa às análises CFD (*Computational Fluid Dynamic*) e experimentais.

Para o dimensionamento de uma turbina radial são necessários os dados termodinâmicos (vazão, pressão e temperatura) de entrada do fluido nesse expensor, também, os ângulos de entrada e saída das pás do rotor (dado nos triângulos de velocidade), o diâmetro do rotor, altura das pás largura das pás e número de pás do rotor.

O método se dá a partir da análise de Primeira Lei (Seção 2.5.1 do presente trabalho) de uma turbina radial ideal (isentrópica), em que são obtidos os valores de variação de entalpia e potência produzida. Com isso, a partir da definição dos parâmetros supramencionados, são calculadas as perdas de entalpia na passagem do fluido de trabalho pelo equipamento. Pela subtração dessas perdas do valor isentrópico é possível obter o trabalho real do equipamento e sua eficiência (RAHBAR et al., 2014).

Tais perdas de entalpia são equacionadas por Wei (2014) e Alshammaria et al. (2018) e representam as irreversibilidades: na entrada do estator, devido ao atrito do fluido com as pás do rotor, na voluta, nos vãos entre carcaça (voluta) e rotor, na saída do fluido e no eixo de transmissão de potência. A Figura 3.10 exhibe tais perdas de entalpia em cada parte do

equipamento, a direita está um esboço da turbina, semelhante ao mostrado na Figura 3.9, e a esquerda a variação da entalpia durante a passagem do escoamento pelo expensor.

É válido mencionar, novamente, que o método da linha média é utilizado justamente para o cálculo da parcela denominada Δh perdido total que é subtraído do modelo ideal obtido pelas Equações da Primeira Lei da Termodinâmica (KIM e KIM, 2017).

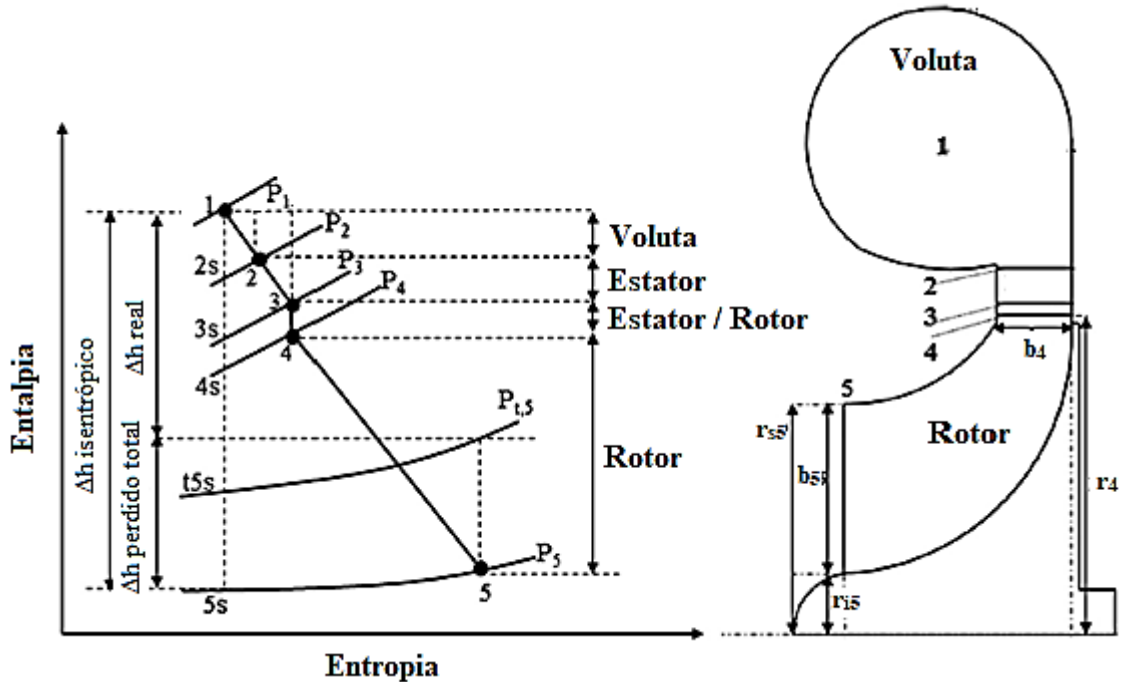


Figura 3.8 – Irreversibilidades na turbina radial em cada parte do equipamento.

FONTE: RAHBAR et al. (2014)

3.2.3 Perdas de entalpia na entrada do estator

Essa perda refere-se à condição de irreversibilidade quando o fluido sai da voluta e encontra o estator (parte que direciona o fluido às pás do rotor). Segundo Wei (2014) o ângulo de razão do escoamento de entrada no estator (que é equivalente a aquele que direciona o escoamento para as pás), idealmente, seria de zero graus com uma vertical. Porém, devido a geração de escoamentos secundários que ocorre durante o escoamento pela voluta, essa condição não acontece, logo, valores de β_4 (Figura 3.9) entre 20 e 40° são comuns, α_4 é dado como o complemento de β_4 .

Com isso, nas pesquisas realizadas pelo programa de desenvolvimento de turbinas da NASA, a Equação 3.21 é utilizada para determinar a perda de entalpia na entrada do estator.

$$L_{ee} = 0,5 \cdot W_4^2 (\sen \beta_4)^2 \quad (3.21)$$

3.2.4 Perdas devido ao atrito do fluido com as paredes das pás do rotor

De acordo com Wei (2014) a perda por atrito é decorrente da passagem do fluido pela área das pás do rotor, onde ocorre o crescimento da camada limite (em um caso extremo até o descolamento) e, com isso, a diminuição da energia cinética de escoamento. Assim, de acordo com o modelo de turbina radial desenvolvido pela NASA, a Equação 3.22 é utilizada para determinar a perda de entalpia devido ao atrito nas pás.

$$L_{atr} = 0,11 \left[\left(\frac{L_h}{D_h} \right) + 0,68 \left(1 - \left(\frac{r_5}{r_4} \right)^2 \right) \frac{\cos(0,8 \cdot \beta_5)}{o_t/c} \right] \frac{W_4^2 + 0,7 \cdot W_5^2}{2} \quad (3.22)$$

Em que, de acordo Figura 3.10, r_5 é a média dos raios superior (r_{s5}) e inferior (r_{i5}) das pás referentes a saída do escoamento. Também, o comprimento e diâmetro hidráulicos médios das pás (L_h e D_h , respectivamente), a largura média entre uma pá e a seguinte (o_t) e a corda do rotor (c , medida que representa a distância entre a parte superior, entrada, da pá com a parte inferior, saída, dela) são dadas, respectivamente, pelas Equações 3.23 a 28.

$$L_h = \frac{\pi}{4} \left[\left(Z_R + \frac{b_4}{2} \right) + \left(r_4 - r_5 - \frac{b_t}{2} \right) \right] \quad (3.23)$$

$$D_h = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{4\pi \cdot r_4 \cdot b_4}{2\pi \cdot r_4 + N_R \cdot b_4} \right) + \left(\frac{2\pi(r_{s5}^2 - r_{i5}^2)}{\pi(r_{s5} - r_{i5}) + N_R \cdot b_5} \right) \right] \quad (3.24)$$

$$o_t = \frac{2\pi \cdot r_5 \cdot C_{m5}}{N_R \cdot W_5} \quad (3.25)$$

$$N_R = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_4) \tan \alpha_4 \quad (3.26)$$

$$c = 1,5 * \frac{b_4}{\cos \beta} \quad (3.27)$$

$$\tan \beta = 0,5(\tan \beta_4 + \tan \beta_5) \quad (3.28)$$

Em que, segundo Mantegazza et al. (2017) e Liu e Gao (2019), r_{s5} deve ser no mínimo 78% do raio r_4 e r_{i5} deve ser 20% do raio r_4 . Também, b_4 deve ser no mínimo 20% de r_4 e r_5 pelo menos o dobro de b_4 mas não mais que quatro vezes maior.

3.2.5 Perdas na passagem do escoamento pela voluta e estator

Refere-se a perda de energia devido a geração de vórtices na voluta da turbina (antes a passagem pelos estatores) e a constrição na passagem pelo estator. São considerados para tal a conservação do momento angular relacionada com a perda de velocidade tangencial devido ao atrito com as paredes, tal relação é sugerida por Moustapha et al. (2003) como 0,1. A Equação

3.29 mostra o cálculo da perda de entalpia na voluta em que C_4 é obtido pela continuidade do escoamento que passa pela área do estator definida como 5% de b_4 (MANTEGAZZA et al., 2017).

$$L_{vol} = 0,1 * \frac{C_4^2}{2} \quad (3.29)$$

3.2.6 Perdas nos vãos entre carcaça (voluta) e rotor

Representa a perda devido ao vazamento de fluido pelo espaço deixado entre a carcaça (voluta) e as pás do rotor. A Figura 3.11 retrata essa lacuna, (a) é o vão na parte superior das pás e (b) o vão na parte vertical da “atrás” das pás.

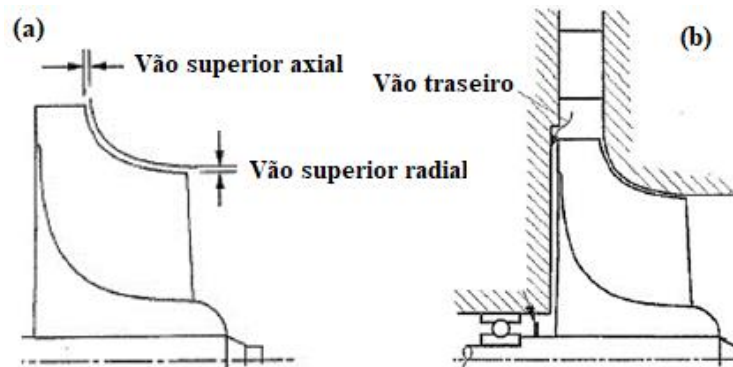


Figura 3.9 – Lacunas entre as pás e a voluta (a) superior e (b) traseira.
FONTE: WEI (2014)

Segundo Mantegazza et al. (2017) e Liu e Gao (2019) essa é uma perda que, a princípio parece poder ser desconsiderada, porém representa uma parcela significativa dentre as perdas de entalpia, como pode ser observado na Figura 3.12.

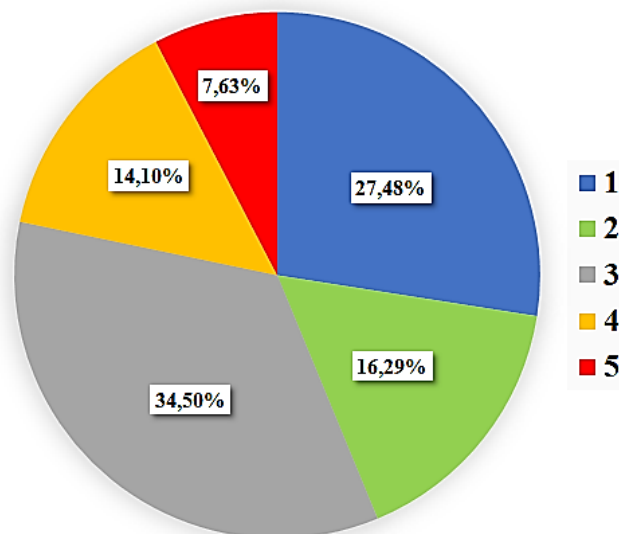


Figura 3.10 – Participação percentual de cada tipo de perda de entalpia (1–Voluta e estator; 2–Entrada do estator; 3–Atrito nas pás; 4–Vãos entre as pás e a voluta; 5–Saída do equipamento).

FONTE: Próprio autor.

As Equações 3.30 a 35, representam essas perdas, em que, de acordo com Rahbar et al. (2014) e Alshammaria et al. (2018), as lacunas deixadas entre as partes (ε_r , ε_a e ε_b) representam 4 a 5% de b_4 e o comprimento do rotor Z_R deve ser no mínimo 15 vezes b_4 .

$$L_{vs} = \frac{u_4^3 \cdot N_R}{8\pi} (0,4 \cdot \varepsilon_a C_a + 0,75 \cdot \varepsilon_r C_r - 0,3 \sqrt{\varepsilon_a \varepsilon_r C_a C_r}) \quad (3.30)$$

$$C_a = \frac{1 - (r_{s5}/r_4)}{C_{m4} \cdot b_4} \quad (3.31)$$

$$C_r = \left(\frac{r_{s5}}{r_4}\right) \frac{Z_R - b_4}{C_{m5} \cdot r_5 \cdot b_5} \quad (3.32)$$

$$L_{vt} = K_f \frac{\bar{\rho} \cdot u_4^3 \cdot r_4^2}{2 \cdot m \cdot W_5^2} \quad (3.33)$$

$$R_e = \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{C}_{4-5} \cdot r_4}{\bar{\mu}} \quad (3.34)$$

$$K_f = \begin{cases} \frac{3,7 \left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0,1}}{R_e^{0,5}} & ; R_e \leq 10^5 \\ \frac{0,102 \left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0,1}}{R_e^{0,2}} & ; R_e > 10^5 \end{cases} \quad (3.35)$$

3.2.7 Perdas na saída do equipamento

Tal perda é considerada como a energia cinética no escoamento de saída de uma turbina radial. No projeto isentrópico o escoamento de fluido sai paralela ao eixo, sem quaisquer rotações internas. O mesmo não acontece no caso real. Uma parte da energia cinética pode ser convertida em pressão estática através de um componente chamado difusor, o que reduz essas perdas (Suhrmann et al., 2010).

A Equação 3.36 pode ser usada para calcular a perda de entalpia do escoamento na saída do expensor.

$$L_{st} = \frac{c_5^2}{2} \quad (3.36)$$

Com isso, ao somar todas as contribuições na s perdas energéticas devido à passagem do fluido pelas partes da turbina radial, pode-se obter o total de perdas na entalpia. Assim, ao subtrair tal resultado, multiplicado pela vazão do fluido, da potência produzida pelo equipamento ideal (isentrópico) é obtido a potência real produzida pelo expensor. A eficiência

energética pode também ser obtida ao dividir essa potência produzida pela energia total na entrada da turbina.

3.3 Bomba

Segundo Yu et al. (2013), Feng et al. (2019), Hu et al. (2015) e Liu e Gao (2019) a bomba de fluido de trabalho é o equipamento que têm menor interferência nos resultados do ciclo. Ela consome pouca energia e têm controle no escoamento pelo sistema, ou seja, sofre pouca variação nas suas condições de funcionamento.

Seu dimensionamento *off-design* é feito com base nos parâmetros estabelecidos pelo projeto (*on-design*), em que a eficiência isentrópica é dada pela Equação 3.37, na qual usa-se a razão volumétrica do escoamento (Equação 3.38). Assim, a velocidade de rotação do equipamento pode ser determinada para qualquer vazão de fluido, ou vice-versa (Equação 3.39). A potência consumida pelo equipamento é determinada pela Equação 3.40.

$$\eta_{II,b} = 0,72(-0,1680 RV^3 - 0,0336 RV^2 + 0,6317 RV + 0,5699) \quad (3.37)$$

$$RV = 4.000 \frac{\dot{m}_{wf,off}}{\rho_{wf,e}} \quad (3.38)$$

$$\frac{\dot{m}_{wf,off}}{\dot{m}_{wf,on}} = \frac{N_{off}}{N_{on}} \quad (3.39)$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{wf,off}(h_s - h_e)/\eta_{II,B} \quad (3.40)$$

Com base na mesma metodologia aplicada em Yu et al. (2013), Feng et al. (2019), Hu et al. (2015) e Liu e Gao (2019), a curva de desempenho da bomba com velocidade de rotação fixa é derivada de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios em uma usina real. A eficiência máxima nas condições de projeto, presumidamente atinge o máximo em 70% e a velocidade de rotação nominal da bomba é convencionalmente assumida como 1.500 rpm.

4. ORC *ON-DESIGN*

Neste capítulo é estudada a influência das várias condições de trabalho para o sistema ORC em regime permanente *on-design*. Para tal, foi tomado como base o trabalho realizado por Sotomonte (2015). Sotomonte analisou o sistema ORC, em regime permanente, e definiu um ponto ótimo de trabalho para os vários parâmetros termodinâmicos do ciclo (fluido de trabalho, pressão de vaporização e condensação, diferença de temperatura mínima entre o fluido de trabalho e a fonte de calor “*Pinch Point*” e grau de superaquecimento).

No presente trabalho é simulado, inicialmente, um sistema ORC simples em regime permanente *on-design* no qual a temperatura e a vazão da fonte de calor (gás de escape de um MCI) são variadas e, com isso, é evidenciada a influência dessas variações na energia líquida produzida, na vazão de fluido de trabalho e quantidade de calor transferida pelo evaporador. Para tal, as condições de saída do gás de escape utilizadas foram as mesmas simuladas por Yu et al. (2013).

Tais simulações tem o intuito de demonstrar como as pequenas variações nas condições da fonte de calor afetam nos parâmetros de funcionamento e de produção de um sistema ORC. Com isso determinar a importância do estudo para o ciclo em funcionamento *off-design*, que é o caso mais real bem como o quão relevante economicamente pode ser a implantação de tal ciclo. Além disso, essa análise visa definir a configuração termodinâmica ideal para o projeto dos equipamentos do ciclo, bem como o fluido de trabalho utilizado e, a partir de então, ser possível simular seu funcionamento em diversas situações de fonte de calor de maneira dimensional.

4.1 Modelo ORC analisado

Para uma primeira análise foi selecionado o sistema ORC simples com superaquecimento, proposto em Oliveira Neto et al. (2016), como exposto na Figura 4.1. Nesse sistema foi realizada uma análise paramétrica, em regime permanente, para verificar quais são os três fluidos de trabalho mais recomendados na realização das simulações com as variações nas condições da fonte de calor. Foram utilizados os parâmetros listados na Tabela 4.1, com base na relevância para produção energética, para o ciclo e escolhido os fluidos que resultaram, simultaneamente, em: maior energia líquida produzida e menor área para o evaporador (Tabelas 4.2 e 4.3). Também, a Tabela 4.2 foi utilizada como parâmetros fixos para o funcionamento do ciclo, além das seguintes premissas: gases de exaustão liberados do evaporador no ponto de

saturação, expansão sem condensação na turbina, bombeamento a partir do ponto de líquido saturado, escoamento totalmente desenvolvido dentro do sistema ORC e irreversibilidades dentro das tubulações e conexões desprezadas.

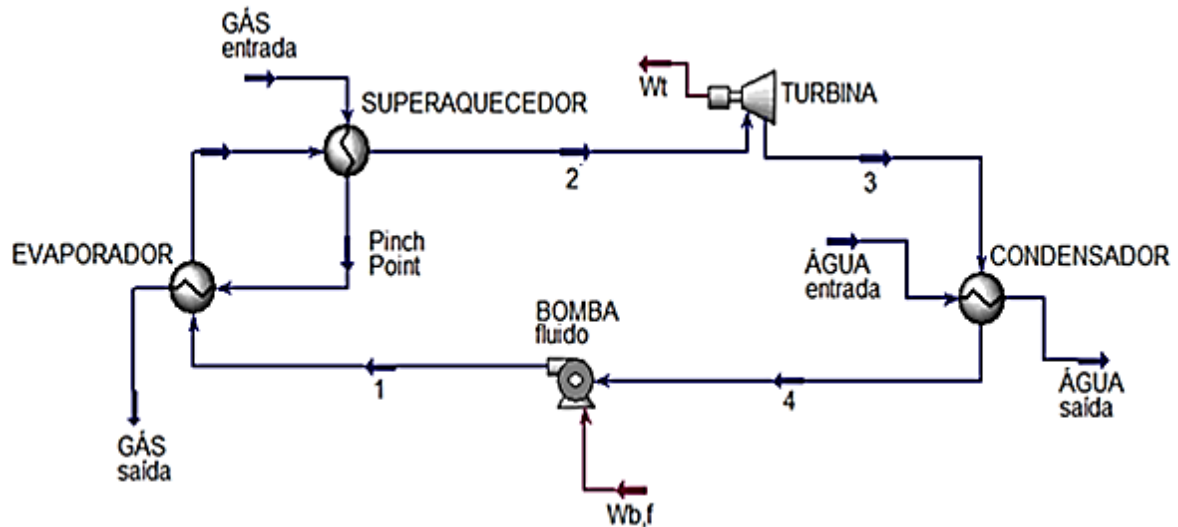


Figura 4.1 – Configuração ORC analisada na simulação *on-design*.
 FONTE: OLIVEIRA NETO et al. (2016)

Tabela 4.1 – Parâmetros variados para análise em regime permanente do sistema ORC proposto.

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Variação
<i>Pinch Point</i> [K]	10	200	10
Temperatura de superaquecimento [K]	0	100	10
Temperatura de evaporação [em fração da temperatura crítica]	0,5	0,95	0,05

FONTE: Próprio autor

Tabela 4.2 – Características e considerações principais feitas para análise técnica do sistema ORC proposto.

Eficiência isentrópica da turbina e da bomba	70%
Temperatura de condensação	35 °C
Temperatura da fonte de calor	420 °C
Vazão do fluido quente da fonte de calor	0,1697 kg/s

FONTE: OLIVEIRA NETO et al. (2016)

A partir dessa simulação pode-se analisar a quantidade de calor produzida por cada fluido orgânico, selecionados segundo os critérios apresentados no item 2.3.1, bem como aqueles fluidos que necessitam de menor área de troca térmica para o evaporador. De acordo com as Figuras 4.2 e 4.3, tais fluidos foram: heptano, hexano, pentano e ciclohexano.

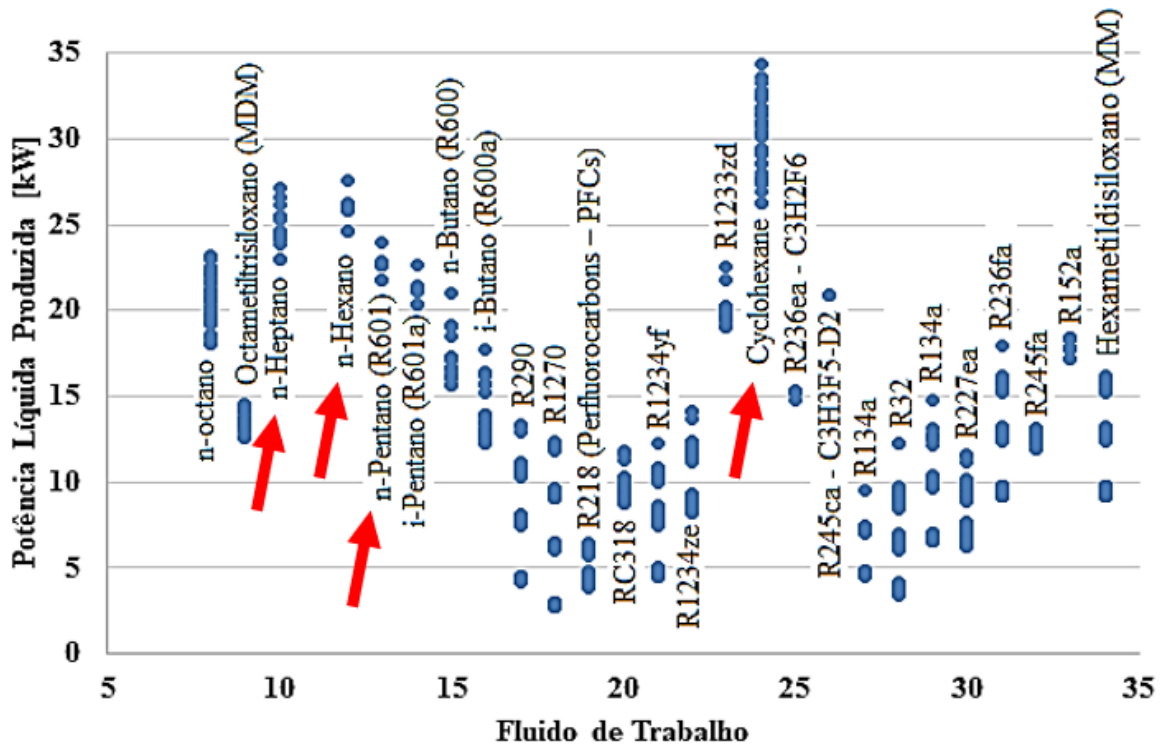


Figura 4.2 – Potência líquida produzida para cada variação dos parâmetros para cada fluido de trabalho, com destaque para os fluidos julgados mais adequados.

FONTE: Próprio autor

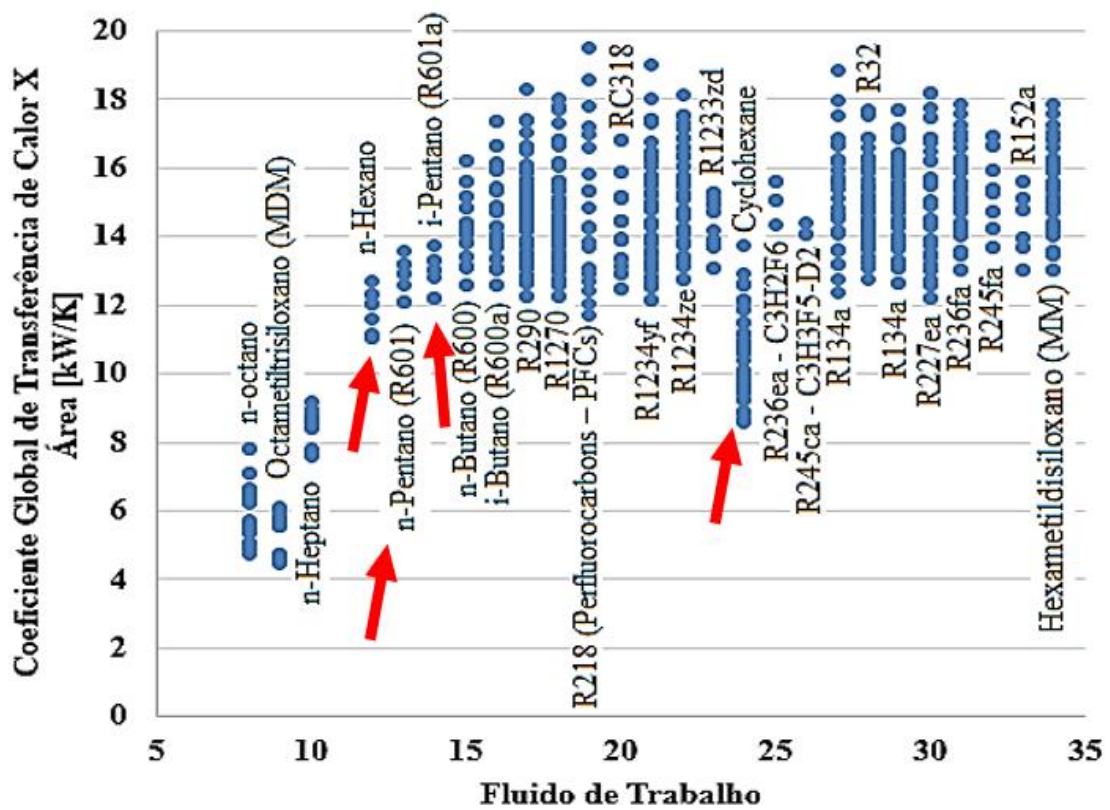


Figura 4.3 – Coeficiente de transferência de calor multiplicado pela área de troca térmica para cada fluido de trabalho, com destaque para os fluidos julgados mais adequados.

FONTE: Próprio autor

Tais fluidos produziram as maiores potências líquidas e necessitam das menores áreas de transferência de calor. Com isso, as simulações em situação *on-design* para cada condição de temperatura e vazão da fonte de calor, foram realizadas para cada um dos fluidos selecionados.

4.2 Parametrização em regime permanente *on-design* do modelo

Para destacar a influência simultânea de vários parâmetros termodinâmicos na energia líquida produzida, vazão do fluido de trabalho e quantidade de calor recuperado da fonte, foram realizadas análises paramétricas em condição *on-design* no sistema ORC proposto no trabalho de Oliveira Neto et al. (2016).

4.2.1 Parâmetros de simulação

Os parâmetros utilizados para o decorrer das simulações, tiveram como base as condições de funcionamento do motor de combustão interna estacionário a diesel de 260 kW estudado por Yu et al. (2013). As cinco condições de funcionamento do motor (C1, C2, C3, C4 e C5) são apresentadas na Tabela 4.3, enquanto as condições de simulação externas são as mesmas exibidos no Item 3.1, Tabela 4.2, exceto para a temperatura e vazão do gás de escape do MCI. A escolha dessa faixa de operação advém da disponibilidade dos parâmetros de funcionamento do motor em questão, em que para outras temperaturas tais dados não estão à disposição.

Tabela 4.3 – Valores de temperatura e vazão do gás de escape de um MCI, para cinco condições de funcionamento.

	C1	C2	C3	C4	C5
Temperatura [K]	808	793	771	747	693
Vazão [kg/s]	0,2981	0,2752	0,2586	0,2235	0,1697
Carga parcial [%]	99,35	90,69	81,38	67,77	45,27

FONTE: YU et al. (2013).

Os fluidos escolhidos para essa simulação paramétrica foram aqueles que apresentaram os melhores resultados na simulação do Item 3.1, ou seja; heptano, hexano, pentano e ciclohexano. As influências simultâneas da temperatura e vazão do fluido da fonte de calor e os parâmetros *pinch point* (PP), superaquecimento (SUP) e temperatura de evaporação (VE) foram alvos de tal análise. Os parâmetros de variação para PP, SUP e VE, respectivamente, tiveram como base os trabalhos de Yu et al. (2015), Wang X. et al (2020) e Zhu et al. (2019), também, foram extrapolados para aumentar o espaço de amostragem da simulação . As

simulações foram desenvolvidas da seguinte maneira, para cada uma das cinco condições de funcionamento do MCI:

- (I) Variou-se o *pinch point* de 100 a 200 K enquanto todos os outros parâmetros mantiveram-se constantes (VE = 50% e SUP = 40 °C). Os valores altos de *pinch point* são devidos à alta temperatura da fonte, bem como da ausência de um sistema intermediário de óleo térmico que amortizaria tal temperatura;
- (II) Variou-se o superaquecimento de 0 a 100 °C enquanto todos os outros parâmetros mantiveram-se constantes (VE = 50% e PP = 170 °C);
- (III) Variou-se a temperatura de evaporação entre 50% e 95% da temperatura crítica, enquanto todos os outros parâmetros mantiveram-se constantes (PP = 170 °C e SUP = 40 °C).

Outra característica importante para a simulação revela que, segundo o algoritmo utilizado para obtenção dos estados termodinâmicos para cada ponto do ciclo (Figura 4.1), cada resultado remete a um sistema ORC projetado para funcionamento sob tais condições de parâmetros. Em outras palavras, cada simulação ocorre para um sistema *on-design*, o que na prática acontece com pouca frequência. Tal situação evidencia a importância do estudo do ciclo em condições de operação *off-design*, funcionamento variável a aquele para o qual foi projetado.

4.2.2 Resultados *on-design*

Os resultados de tais simulações determinaram a dependência dos parâmetros do sistema, bem como o fluido de trabalho utilizado e a condição de operação do motor, com a potência produzida. Vale reafirmar que cada simulação corresponde a um sistema ORC projetado para operar sob os determinados parâmetros com os quais foi realizada a específica simulação.

A presente tese visa demonstrar como seria a variação dos parâmetros termodinâmicos (entalpia e entropia em cada ponto de interesse do ciclo e eficiências de 1ª e 2ª Leis) para um sistema que se aproxima mais da realidade de operações diárias. Tal sistema, real, está em funcionamento *off-design*, ou seja, fora dos parâmetros de projeto e não pode ser dimensionado para o caso em específico em que a geração de potência é a maior dada uma condição de parâmetros termodinâmicos específica.

São apresentados pelas Figuras 4.4 a 4.6, para cada condição de operação do motor (Tabela 4.3), os resultados da influência dos parâmetros termodinâmicos simulados (*pinch point*, superaquecimento e fração da temperatura crítica) na potência líquida produzida para os

quatro fluidos analisados. Foram expostas apenas algumas condições de funcionamento do MCI, isso para melhor visualização dos gráficos. No entanto, os resultados para as outras condições estão proporcionalmente entre os observados nas condições C1 e C5.

Por exemplo e mais especificamente, pode-se perceber nas Figuras 4.4, 4.5 quando são aumentados os valores de *pinch point* e superaquecimento, para cada condição de vazão e temperatura do gás de escape do MCI, os valores de potência líquida produzida, vazão do fluido de trabalho e calor transferido pelo evaporador diminuem. Também, quanto menor a vazão e temperatura do gás de escape menor é a taxa dessa diminuição.

Resultado semelhante é apresentado pela Figura 4.6. A dependência entre potência, vazão e calor transferido ao sistema é mantida também para variações temperatura de evaporação. Porém, há uma tendência de inversão, ou seja, aumento da potência líquida produzida conforme o aumento da temperatura de evaporação e da fonte de calor do fluido de trabalho, pois mais energia está sendo transferida ao fluido de trabalho. Vale ressaltar que operar em temperaturas muito próximas da temperatura crítica do fluido pode provocar deterioração do composto orgânico e fazer com que este perca as propriedades termodinâmicas que o fazem adequado para utilização em um ciclo ORC.

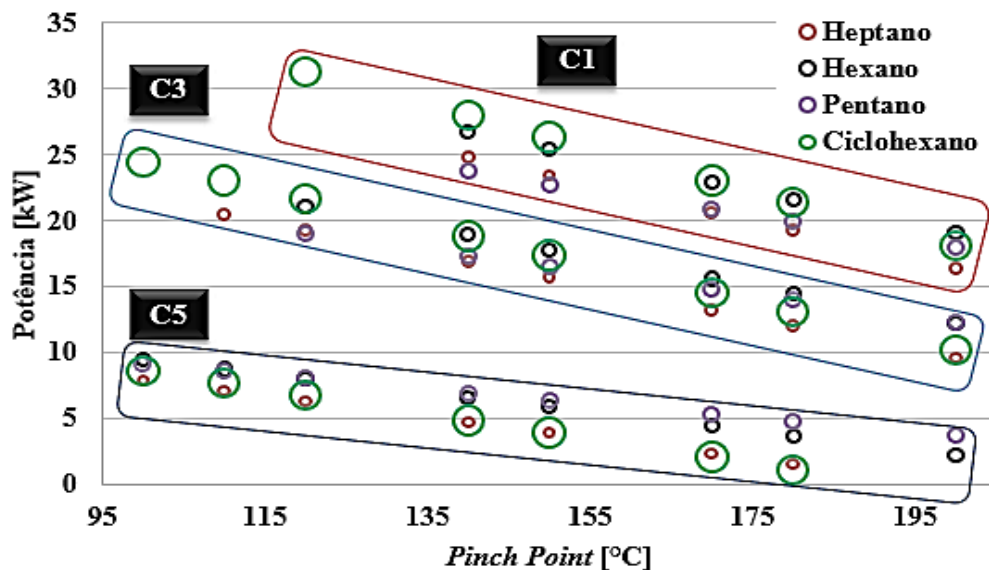


Figura 4.4 – Influência da variação no *Pinch Point* para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.

FONTE: Próprio autor

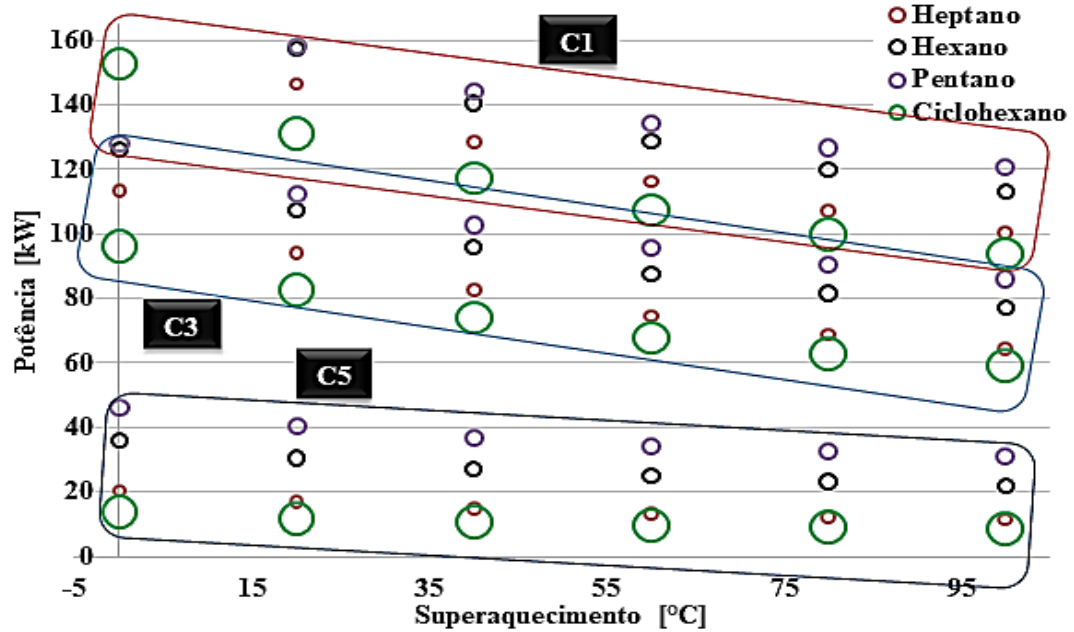


Figura 4.5 – Influência da variação no Superaquecimento para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.
 FONTE: Próprio autor

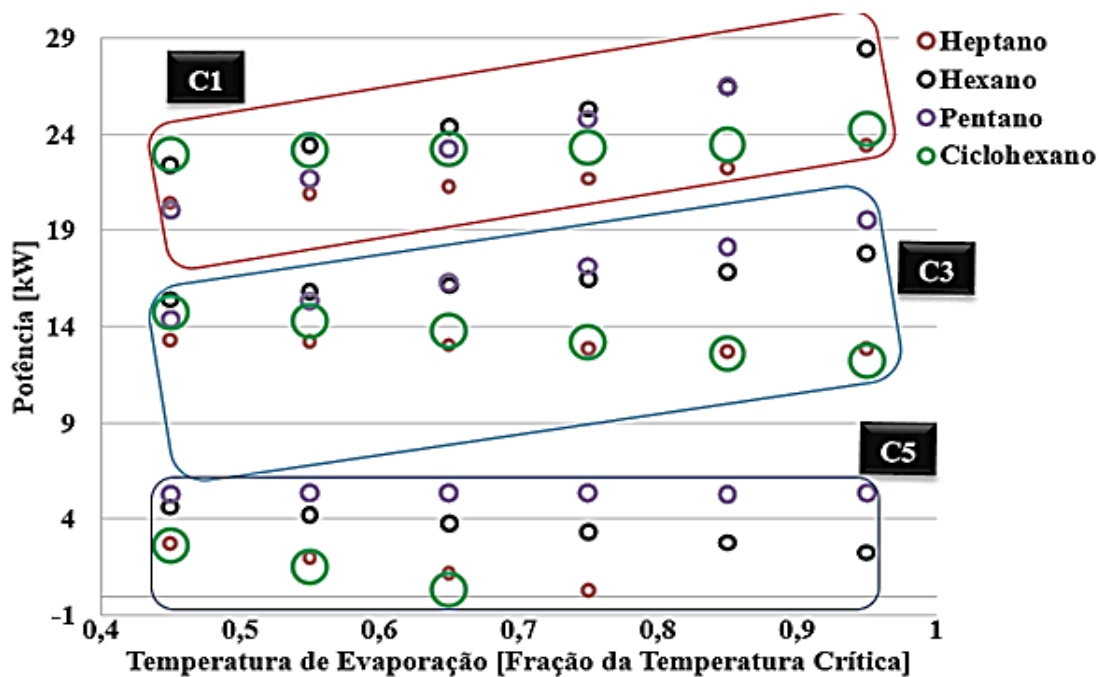


Figura 4.6 – Influência da variação da Temperatura de Evaporação para os resultados de Potência Líquida Produzida do ORC, nas condições de funcionamento C1, C3 e C5.
 FONTE: Próprio autor

Nessa análise preliminar a condição C5 (Figura 4.3) foi usada para determinar os fluidos que produzem a maior potência elétrica no sistema ORC *on-design* e utilizam a menor área de troca térmica para tal. Tais fluidos foram: heptano, hexano, octano e ciclohexano.

Posteriormente, os fluidos que se destacaram foram submetidos a mais uma simulação que visava avaliar a performance do ciclo ORC, em termos de sua produção de potência. Assim

foram variadas as condições de entrada da fonte de calor nas cinco propostas por Yu et al. (2013) em seu trabalho experimental. Com tal simulação, ainda sob caráter *on-design*, pode-se perceber que o ciclohexano têm o comportamento mais diferenciado dentre os fluidos (Figuras 4.4 a 6). Por isso e pelos critérios de alta disponibilidade e baixa inflamabilidade esse fluido foi escolhido para iniciar as análises do ciclo *off-design*, que são o foco do presente trabalho.

5. ORC *OFF-DESIGN*

Neste capítulo é estudado o comportamento do sistema ORC quando operado em condições diferentes à aquela ideal para qual foi projetado (condição C5, mostrada na Tabela 4.3). Assim, foram estabelecidos os parâmetros geométricos dos principais equipamentos do ciclo ORC (evaporador, condensador e turbina), de acordo com a temperatura e vazão do gás de exaustão do MCI estabelecidos pela condição C5 e utilizando o ciclohexano como fluido de trabalho.

Para esta parte do trabalho, foi utilizado o software HYSYS[®] para as simulações. Contudo, foram definidas as dimensões dos trocadores de calor de acordo com o padrão TEMA e da turbina radial por meio de seus mapas dimensionais de eficiência, vazão, potência e rotação. Assim, as configurações dos equipamentos do sistema não foram alteradas quando mudadas as condições termodinâmicas da fonte de calor, como aconteceria em uma simulação *on-design*.

Vale ressaltar que existem na literatura maneiras diversas para o dimensionamento dos equipamentos, algumas delas poderiam até ser utilizadas no presente trabalho. Porém, foi necessário, para ter maior compatibilidade com o software de simulação utilizado (HYSYS[®]), fazer o uso do método descrito no Capítulo 3 e no Apêndice A e aplicado neste capítulo.

5.1 Simulação

O ciclo ORC simulado para funcionamento *off-design* difere-se do utilizado na análise do Capítulo 4 do presente trabalho. Tal mudança ocorre apenas no que tange a montagem do ciclo no software e não em suas características construtivas. Em outras palavras, no ciclo apresentado na Figura 4.1 há os quatro equipamentos básicos do sistema (evaporador, turbina, condensador e bomba) em que o evaporador é separado do superaquecedor para definição do *pinch point*, os parâmetros termodinâmicos são definidos e, assim, os equipamentos são projetados para funcionarem da melhor forma possível para as dadas condições termodinâmicas (simulação *on-design*).

Nesse ponto, algumas mudanças na construção do ciclo no HYSYS[®] foram necessárias (Figura 5.1). É possível notar a presença dos mesmos quatro equipamentos básicos do ciclo ORC, porém, o evaporador não foi dividido pois o *pinch point* agora é definido pelos resultados das simulações de acordo com os parâmetros construtivos do trocador de calor. Também, há a presença de um “Recirculador” que não é um equipamento, mas o pacote do software que

permite que os parâmetros termodinâmicos de entrada sejam ajustados para o funcionamento em regime permanente do sistema, em outros termos, os parâmetros iniciais de temperatura e pressão do fluido de trabalho no Ponto 1 (entrada do evaporador) são iterados para a operação do ciclo após passado o período de transições de escoamento. O ciclo que foi usado para simulação *off-design* e as principais características de projeto dos equipamentos, podem ser vistas, resumidamente, no ANEXO B, bem como os parâmetros termodinâmicos no ponto de projeto do sistema.

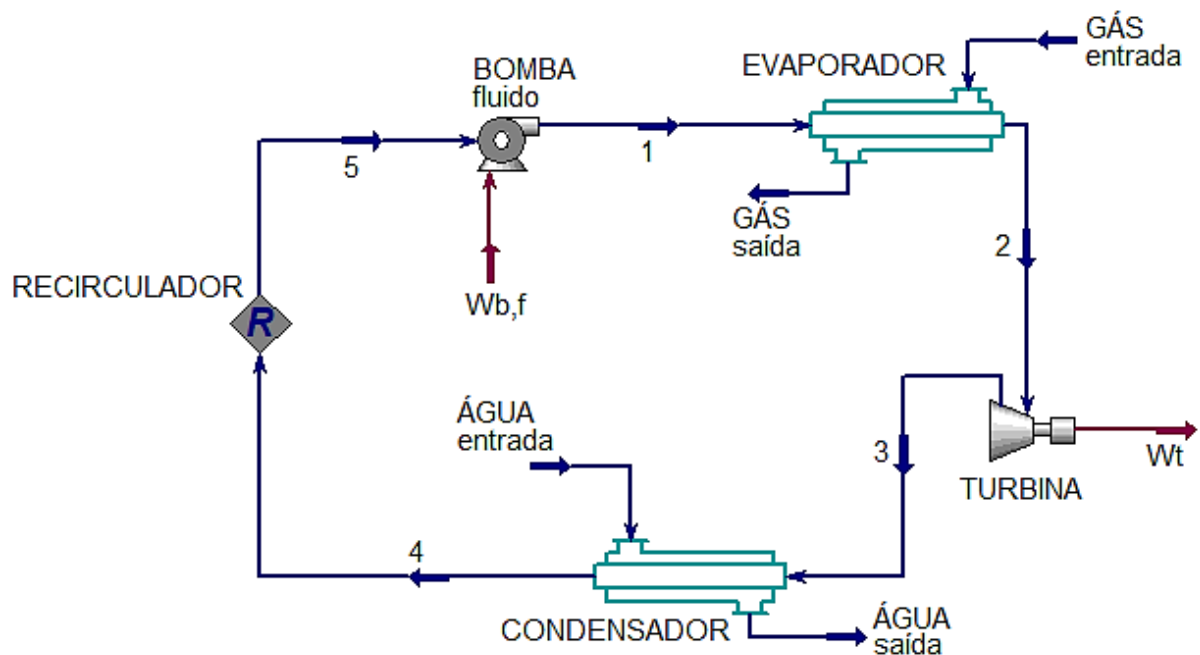


Figura 5.1 – Configuração ORC analisada na simulação *off-design*.

FONTE: Próprio autor

As simulações ocorreram da seguinte maneira, partindo dos dados de temperatura e pressão de evaporação do fluido de trabalho (Ponto 1, entrada do evaporador):

1. Definiu-se os parâmetros de entrada da fonte de calor (GÁS entrada, Figura 5.1) segundo a Tabela 4.1;
2. Foi escolhido o fluido de trabalho a ser utilizado nas simulações através dos resultados obtidos na análise *on-design* (Capítulo 4);
3. Os parâmetros construtivos dos trocadores de calor foram determinados através das normas e padrões construtivos mostrados na Seção 3.1 para o funcionamento na condição de projeto;
4. O projeto construtivo da turbina foi feito segundo o método apresentado na Seção 3.2 do presente trabalho, assim, obtidas as curvas de funcionamento do equipamento e inseridas no software;

5. Por fim, o funcionamento da bomba foi estabelecido pelos parâmetros termodinâmicos na entrada e saída do equipamento (saída do condensador e entrada do evaporador, respectivamente).

5.2 Projeto dos trocadores de calor

O projeto dos trocadores de calor se deu segundo as normas padrões TEMA, descritas na Seção 3.1 do presente trabalho. Essas normas definem as características construtivas dos trocadores (evaporador e condensador) do tipo casco e tubo. O dimensionamento dos equipamentos se deu utilizando o modelo rigoroso de trocadores de calor de casco e tubo do HYSYS®.

Para o projeto dos trocadores de calor pelo software eram necessários para o dimensionamento:

- O modelo do trocador de calor, o qual foi escolhido o TEMA F;
- O diâmetro externo da tubulação, 13 mm (1/2");
- O cobre foi escolhido como material dos tubos devido sua alta condutividade térmica, aproximadamente 390 W/(m.K);
- O diâmetro interno do casco;
- O comprimento dos tubos;
- Distância entre os *baffles*.

O modelo do software utiliza o padrão ASME para as propriedades dos materiais e o padrão internacional ANSI/TEMA para a análise dimensional, como já mencionado. O método utilizado para as análises térmicas e hidráulicas foi o HTFS (*Heat Transfer and Fluid Flow Service*) para escoamento multifásico (evaporação e condensação).

De acordo com o HYSYS®, tal método pode prever bem os gradientes de temperatura e pressão para diferentes geometrias do trocador de calor, que utilizam fluidos hidrocarbonetos para aplicações energéticas. O método utiliza o critério de erro de 0,01% tanto para a parte térmica quanto para a hidráulica e o máximo de 1.000 iterações ou a convergência completa dos resultados, o que ocorreu nas simulações do presente trabalho.

As demais características construtivas dos trocadores de calor foram calculadas e estabelecidas pelo software e os padrões internacionais, a verificação do equipamento foi feita a partir dos dados das restrições impostas aos projetos pelo padrão TEMA, explicados nas Seções 3.1.4 a 10, são expostos nas duas próximas seções.

5.2.1 Projeto geométrico

A partir dos dados iniciais de projeto supramencionados, a Tabela 5.1 mostra o restante dos dados geométricos dos trocadores de calor (evaporador e condensador), com base no modelo de dimensionamento robusto do HYSYS[®] e nas restrições apresentadas no Capítulo 3 do presente trabalho. Tal dimensionamento foi obtido utilizando os parâmetros termodinâmicos da condição C5 (Tabela 4.3) da fonte de calor. A Figura 5.2 mostra os esboços dos trocadores de calor utilizados nas simulações.

Tabela 5.1 – Dados geométricos de projeto dos trocadores de calor.

	Evaporador	Condensador
$d_{tu,o}$ [mm]	13	13
O_t [mm]	16,2	16,2
δ_{tu} [mm]	0,6	0,6
$d_{ca,i}$ [mm]	250	210
δ_{ca} [mm]	5	5
N_{tu}	218	109
n_{tu}	2	2
N_{ca}	1	1
n_{ca}	2	2
L_{tu} [mm]	2.000	1.200
N_{baf}	8	10
L_{baf} [mm]	200	100
A [m ²]	16,7	5,0

FONTE: Próprio autor

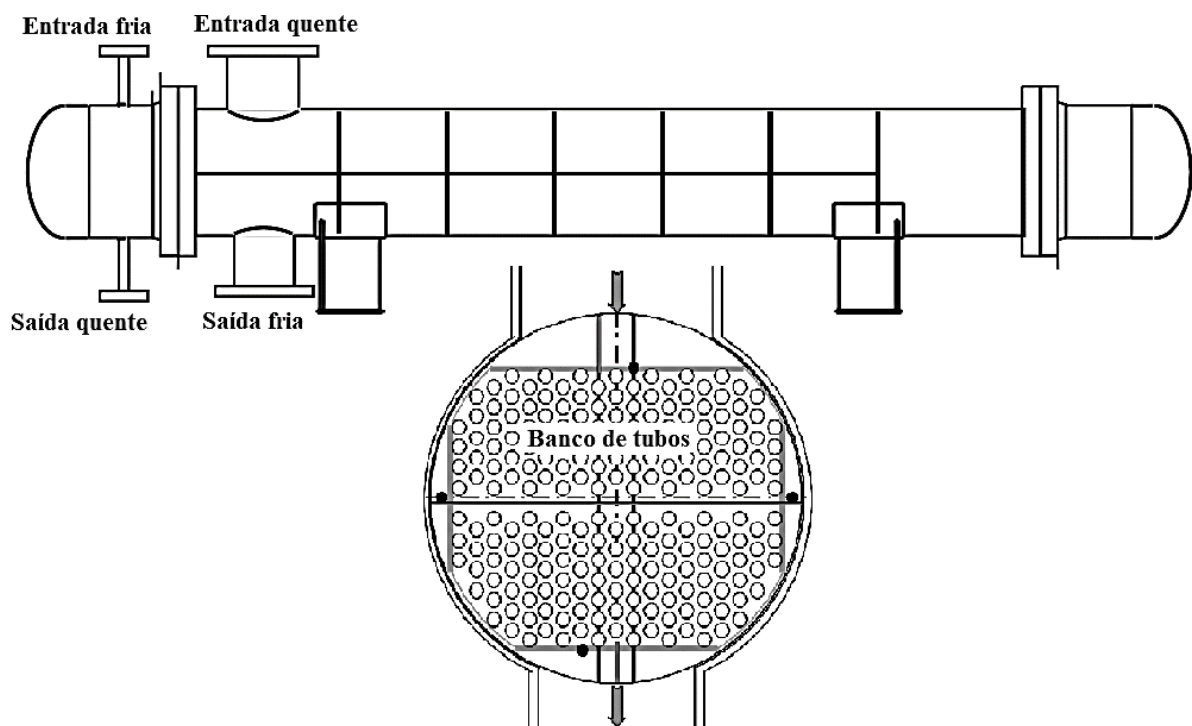


Figura 5.2 – Esboço da geometria dos trocadores de calor (a) evaporador e (b) condensador.

FONTE: Próprio autor

5.2.2 Projeto térmico e hidráulico

O evaporador, assim como o restante dos equipamentos foi dimensionado para o funcionamento do sistema segundo a condição C5 da fonte de calor. Neste ponto, o funcionamento dos trocadores de calor pode ser resumido em quantidade de calor trocado, queda de pressão dos fluidos envolvidos, velocidade/vazão de escoamento dos fluidos. Para o evaporador foram necessárias a vazão, pressão e a temperatura de entrada da fonte de calor, bem como a pressão de evaporação. Para o condensador foram necessárias a vazão, pressão e a temperatura de entrada da água de condensação e, também, a pressão de condensação.

As condições da fonte de calor são regidas pela Tabela 4.3 enquanto os parâmetros referentes à água do condensador foram assumidos como água em abundância provinda do sistema de abastecimento da cidade. Na Tabela 5.2 estão os dados fornecidos pelo software para o projeto térmico e hidráulico dos trocadores de calor

Tabela 5.2 – Dados térmicos e hidráulicos nos trocadores de calor para projeto na condição C5 da fonte de calor.

	Evaporador	Condensador
TUBOS	Fluido frio	Fluido quente
$X_{tu,e}$	Líquido comprimido	Vapor superaquecido
$X_{ca,e}$	Vapor superaquecido	Líquido comprimido
$X_{tu,s}$	Vapor superaquecido	Líquido comprimido
$X_{ca,s}$	Vapor superaquecido	Líquido comprimido
$T_{tu,e}$ [°C]	29,77	159,00
$T_{ca,e}$ [°C]	420	25,00
$T_{tu,s}$ [°C]	281,1	28,30
$T_{ca,s}$ [°C]	63,37	34,86
$P_{tu,e}$ [kPa]	3.876	25,00
$P_{ca,e}$ [kPa]	200	110
$P_{tu,s}$ [kPa]	3.875	24,4
$P_{ca,s}$ [kPa]	191,3	105,2
\dot{m}_{tu} [kg/s]	0,095	0,095
\dot{m}_{ca} [kg/s]	0,1694	1,35
V_{tu} [m/s]	1,50	2,5
V_{ca} [m/s]	16,90	0,6
ΔP_{tu} [kPa]	1,00	0,6
ΔP_{ca} [kPa]	8,70	4,80
\dot{Q} [kJ/s]	68,51	53,79
U [W/m ² .K]	84,8	722,1
ΔT_{lm} [°C]	47,45	24,79

FONTE: Próprio autor

As Figuras 5.3 e 5.4 revelam os processos de transferência de calor nos trocadores de calor, evaporador e condensador respectivamente, segundo as temperaturas envolvidas e o comprimento dos tubos. É possível notar que não há o cruzamento das temperaturas (o “lado quente” do trocador de calor ter temperatura menor que o “lado frio”), o que é uma impossibilidade. Os valores observados no eixo das ordenadas de ambas as figuras são variados quando a pressão de evaporação é alterada, segundo as simulações feitas na seção 5.4 do presente capítulo.

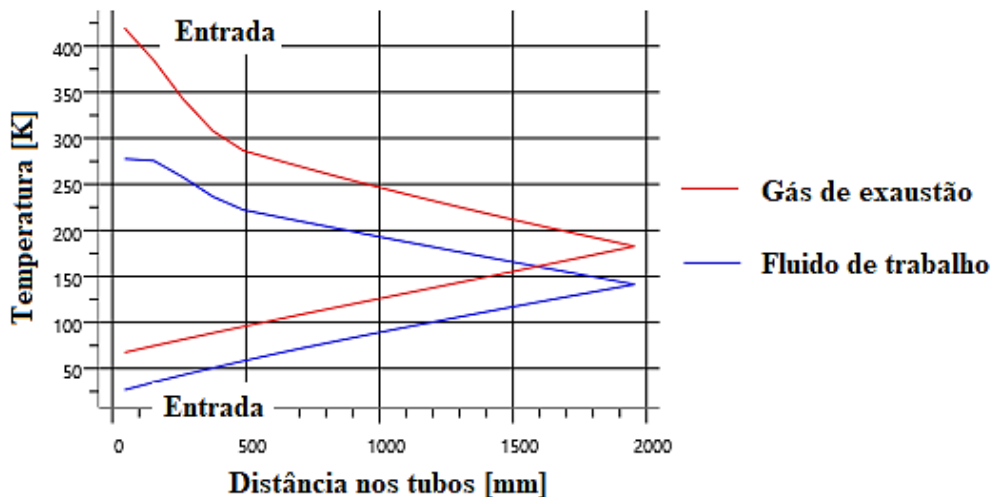


Figura 5.3 – Processo de transferência de calor da fonte de calor (gás de escape) para o ciclohexano (fluido de trabalho) ao longo do evaporador.

FONTE: Próprio autor

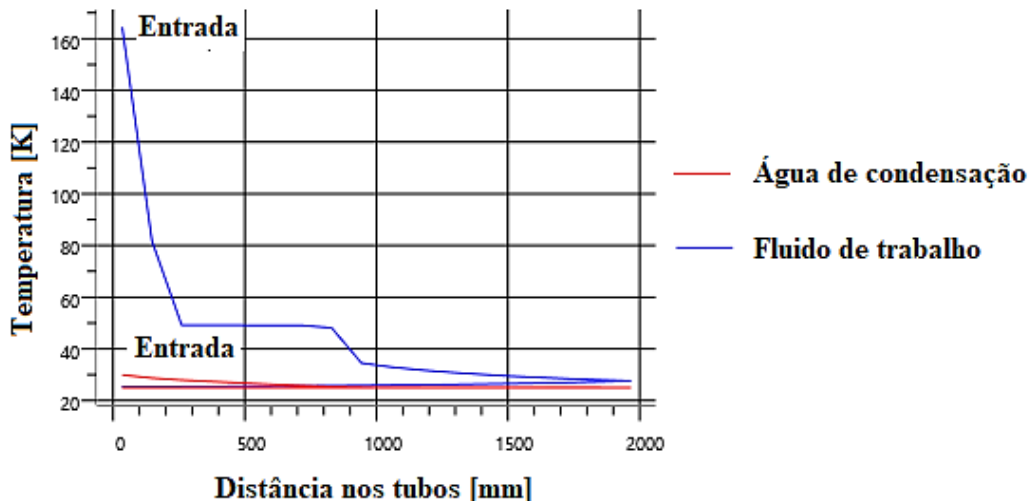


Figura 5.4 – Processo de transferência de calor do ciclohexano para a água de condensação ao longo do condensador.

FONTE: Próprio autor

Assim, ficam estabelecidos os trocadores de calor envolvidos no ciclo ORC para o funcionamento sob a condição C5 da fonte de calor e que utiliza o ciclohexano como fluido de trabalho. A vazão do ciclohexano que atravessa o equipamento deve ser baixa (0,05 a 0,1 kg/s),

caso contrário não haveria tempo para a troca de calor necessária para a evaporação completa do fluido e este não passaria como vapor pela turbina.

5.3 Projeto da turbina radial

Para o projeto da turbina radial, para a simulação no HYSYS[®], foram necessárias duas curvas de funcionamento em que eram estabelecidas a quantidade de potência produzida e eficiência isentrópica para determinada rotação do eixo do equipamento e a vazão do fluido de trabalho.

Dois tipos de análises seriam possíveis no software HYSYS[®]. Poderiam ser definidas as rotações em que o equipamento operaria para cada situação e, assim, obter as variações da eficiência do sistema para determinada quantidade de potência produzida, uma vez que a produção de energia pelo equipamento se dá, primordialmente, pela rotação em que ele é submetido. Com isso, os resultados obtidos para a produção energética são definidos pelo operador do software e não pelas condições termodinâmicas do sistema, as quais deveriam se adaptar, por meio das iterações da simulação, à produção de potência definida pela rotação da turbina.

Outra forma de abordagem é aquela em que é definida a pressão de condensação do sistema (saída da turbina) e, com isso, o software buscaria, dentro das curvas de funcionamento do equipamento, aquela rotação em que, dado as condições termodinâmicas de entrada da turbina (Ponto 2 da Figura 5.1), o fluido saísse do equipamento à aquela pressão e ainda como vapor. Esse tipo de análise é mais adequado ao proposto do presente trabalho, uma vez que os resultados de produção de potência e eficiência do expensor não são controlados pelo operador das simulações e sim pelas condições termodinâmicas do ciclo.

5.3.1 Parâmetros construtivos necessários para simulação

Como explicado no método de dimensionamento da turbina radial (Seção 3.2 do presente trabalho), foi feito o cálculo da produção de potência e eficiência termodinâmica do equipamento isentrópico. Depois, de acordo com os parâmetros construtivos escolhidos, com base em trabalhos publicados e nas restrições de projeto, a contabilização das irreversibilidades do expensor real, assim, foi possível estabelecer o funcionamento da turbina radial real. A Tabela 5.3 define tais parâmetros construtivos necessários para o cálculo das irreversibilidades em cada parte do equipamento (Figura 3.10).

Para as perdas na entrada da turbina é necessário o valor do ângulo em que os estatores direcionam o escoamento para o rotor (β_4) que, de acordo com Rahbar et al. (2014) o ângulo de

20° com a vertical é indicado, conseqüentemente, o seu complemento (α_4) e os ângulos de saída do rotor (β_5 e α_5) também podem ser definidos.

Com relação às perdas devido ao atrito do fluido com as pás da turbina, o parâmetro relevante é o raio de entrada das pás do rotor, no qual r_4 é sugerido pelas simulações de Wei (2014) como **25 mm**. Considerando as limitações do projeto apresentadas na Seção 3.2 os parâmetros r_{s5} , r_{i5} , r_5 , b_5 , N_R , Z_R , ϵ_a , ϵ_r e ϵ_b podem ser calculados e usados para obter-se as demais perdas de energia.

Tabela 5.3 – Parâmetros construtivos da turbina radial.

β_4	-20°	b_4	5 mm
α_4	70°	b_5	10 mm
β_5	-70°	N_R	12
α_5	20°	Z_R	75 mm
r_4	25 mm	ϵ_a	0,4 mm
r_{s5}	19,5 mm	ϵ_r	0,4 mm
r_{i5}	5 mm	ϵ_b	0,4 mm
r_5	12,25 mm		

FONTE: Próprio autor

Os parâmetros construtivos descritos na Tabela 5.5, as equações de perdas de entalpia (Equações 3.21 a 3.36) e as vazões do fluido de trabalho variando entre 0,05 kg/s e 3,00 kg/s foram utilizados para simular o funcionamento da turbina radial.

A partir das simulações, a variação das perdas, segundo as mudanças de vazão, pode ser observada na Figura 5.5, em que se nota a pequena diminuição de tais irreversibilidades quando aumenta-se a vazão até a sua estabilização (aproximadamente a 1,50 kg/s). Tais perdas representam a diferença de energia produzida entre o sistema ideal, em determinada condição termodinâmica, e a turbina real em operação na mesma condição, segundo o MLM. Também, as perdas de energia decaem quando se diminui a pressão de evaporação do sistema. A Figura 5.5 também ilustra como o aumento da pressão de evaporação faz com que essa perda também aumente. Isso pois os parâmetros de saída da turbina permanecem constantes, logo quanto maior a energia na entrada, maior vai ser a variação de entalpia no equipamento. O aumento da vazão influencia na diminuição dessa perda, mas até determinado ponto pois, para vazões muito grandes o equipamento passa a não funcionar nas condições analisadas (vazão > 1 kg/s aproximadamente).

Com isso, de acordo com Alshammaria et al. (2018) e a Segunda Lei da Termodinâmica (Equação 5.1), é possível calcular a eficiência isentrópica do equipamento. A eficiência de 2ª Lei varia, aproximadamente, de 65 a 85% proporcionalmente com ao aumento da pressão de

evaporação do sistema e com variações desprezíveis (em torno de 0,01%) com o aumento da vazão.

$$\eta_{II} = \left(\frac{\Delta h_{ise} - \sum L_h}{\Delta h_{ise}} \right) 100\% \quad (5.1)$$

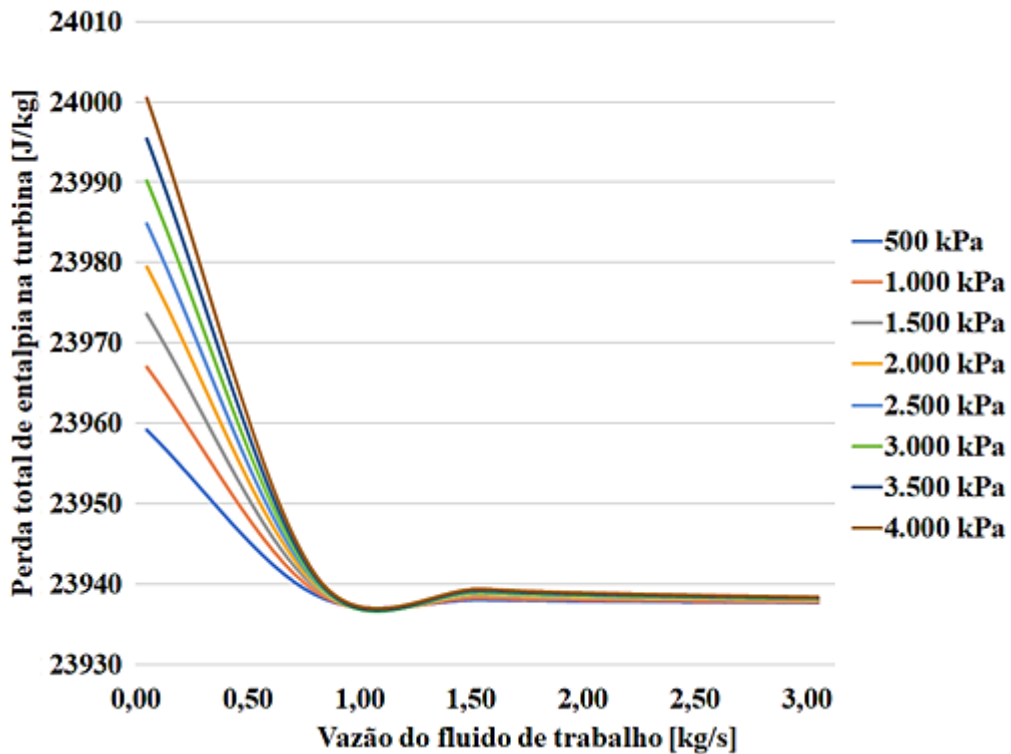


Figura 5.5 – Perda de entalpia entre a turbina real e a isentrópica, em função da vazão mássica do fluido de trabalho e da pressão de entrada na turbina, para uma pressão de condensação de 25 kPa.

FONTE: Próprio autor

5.3.2 Curvas de funcionamento da turbina

As curvas de performance da turbina necessárias para a simulação, segundo o manual dos desenvolvedores do HYSYS[®], devem contemplar: velocidade de rotação do rotor, eficiência energética, vazão que atravessa a turbina e o trabalho produzido pelo equipamento.

Para obtenção das curvas de performance da turbina radial, as Equações 5.2 a 5.4 como mostrado em Wei (2014) e Mantegazza et al. (2017). Tais equações são utilizadas para, a partir dos resultados de perdas de entalpia e eficiência isentrópica, determinar os parâmetros necessários à simulação *off-design* supramencionados.

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{Q}_v}}{(\Delta h_{real})^{0,75}} \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_v = \frac{\dot{m}_{wf}}{\rho} \quad (5.3)$$

$$\eta_{II} = 0,87 - 1,07(n_s - 0,55)^2 - 0,5(n_s - 0,55)^3 \quad (5.4)$$

Assim, segundo as características termodinâmicas da condição C5 da fonte de calor, as curvas de performance da turbina radial projetada para o ciclo ORC, podem ser observadas nas Figuras 5.6 a 5.11. Tais curvas são variações do comportamento do equipamento quanto a eficiência isentrópica e potência produzida (parâmetros necessários para a simulação *off-design* no HYSYS®). A performance do expansor é dependente da rotação do equipamento e vazão do fluido de trabalho, ambos definidos pelas características termodinâmicas do fluido orgânico quando este entra no equipamento (Ponto 2 da Figura 5.1).

É possível perceber nas curvas de performance o aumento da potência quando se aumenta a pressão de evaporação, para uma determinada vazão (Figuras 5.6 a 5.8). O mesmo não ocorre com o aumento de vazão para uma determinada pressão de evaporação, nesse caso a potência produzida aumenta até determinado ponto e depois decai de maneira significativa (esse efeito é melhor percebido quando em velocidades de rotação acima de 80.000 rpm). Segundo Wei (2014) e Alshammaria et al. (2018) por esse efeito é desejável manter tais velocidades entre 20.000 e 70.000 rpm, já que para valores menores que o indicado a potência produzida é muito baixa e para valores acima da faixa e acima o expansor agiria na verdade contra o fluido devido a efeitos de inercia, o que provoca essa diminuição na potência teórica que seria produzida.

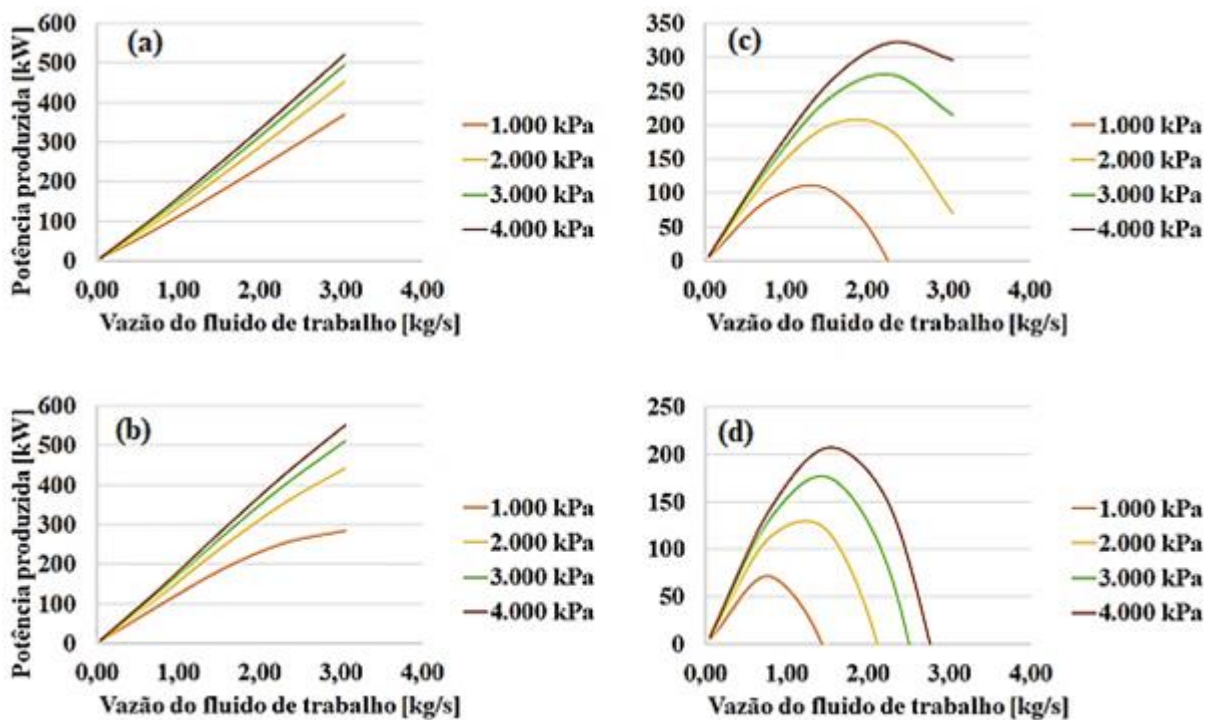


Figura 5.6 – Potência produzida x Vazão do fluido de trabalho (a) 20.000 rpm, (b) 50.000 rpm, (c) 80.000 rpm e (d) 100.000 rpm.

FONTE: Próprio autor

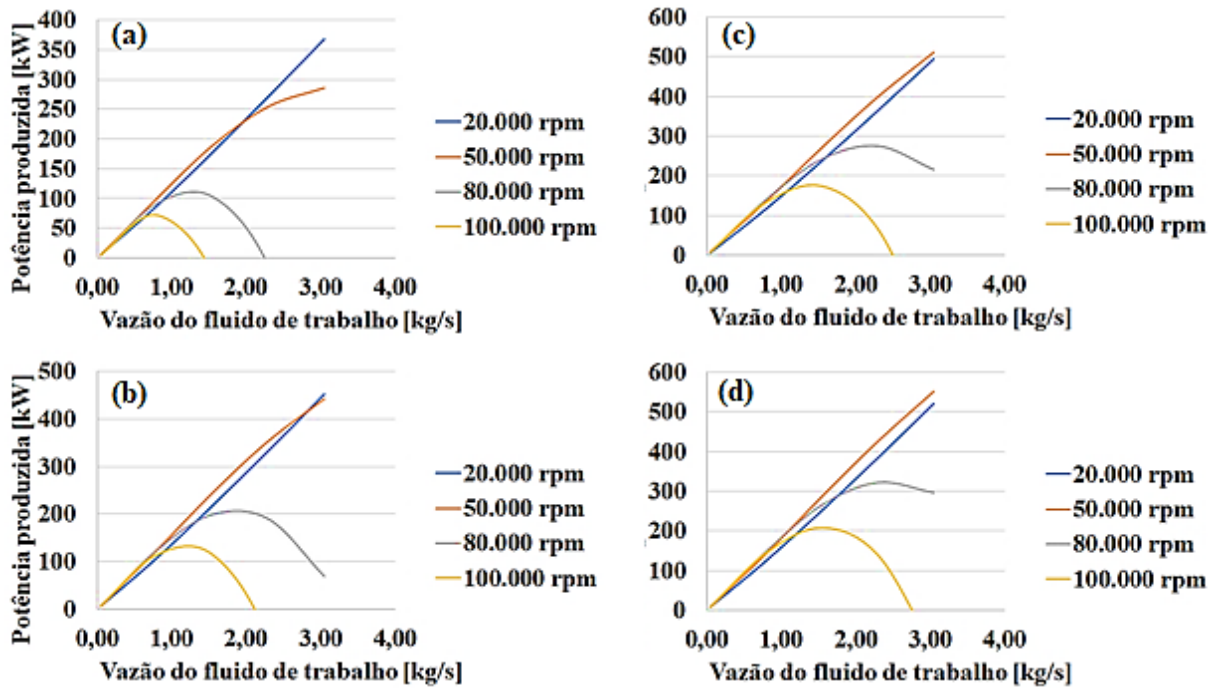


Figura 5.7 – Potência produzida x Vazão do fluido de trabalho (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

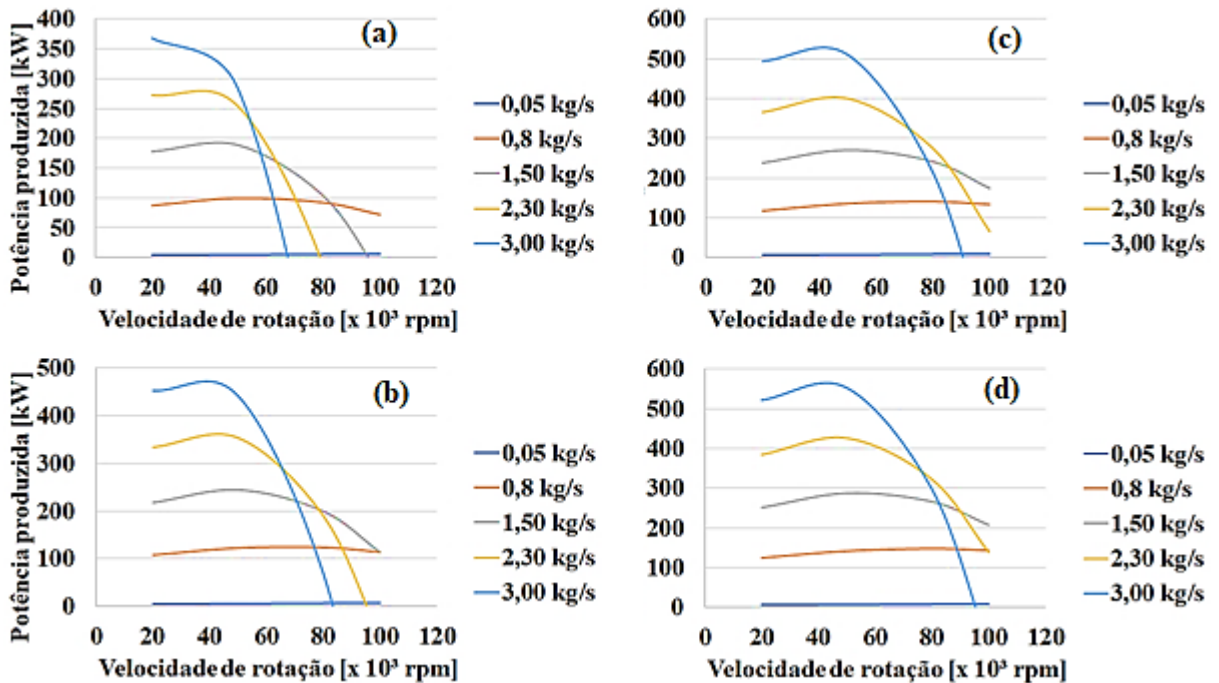


Figura 5.8 – Potência produzida x velocidade de rotação (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

A eficiência isentrópica da turbina tem um comportamento parecido com o da potência produzida, inicialmente crescente à baixas vazões de fluido de trabalho e velocidades de

rotação, isso para quaisquer pressões de evaporação testadas (Figuras 5.9 a 5.11). As curvas atingem o máximo, em média, no intervalo de 0,5 a 1,50 kg/s e 50.000 a 60.000 rpm. A partir de então começam a decrescer a valores muito baixos de eficiência, principalmente para altas vazões e velocidades de rotação. Isso mostra que vazões muito elevadas do fluido (maiores que 2 kg/s) a eficiência começa a diminuir drasticamente.

Com isso, pode-se afirmar que a turbina simulada para aplicação no ciclo ORC proposto deve permanecer em uma faixa de operação em que, de preferência, rotações acima de 70.000rpm não devem ocorrer, assim como vazões acima de 1 kg/s, isso para maximizar a performance do sistema e, conseqüentemente, do ciclo como um todo.

Logo, o ponto de funcionamento da turbina foi definido para a condição C5 da fonte de calor, com a vazão do fluido de trabalho (ciclohexano) em 0,09 kg/s, a pressão de entrada em 3.875 kPa, eficiência isentrópica de 82,18%, rotação de 53.900 rpm e uma produção de potência de 15,23 kW. Como pode ser visto nas Figuras 5.9 a 5.11, em que os valores assumidos para pressão de entrada na turbina, vazão e rotação são o que fornecem maior eficiência à turbina. Vale ressaltar que a produção de potência é na frequência de 60 Hz, logo um sistema de redução para 3.600 rpm faz-se necessário para complementar o projeto até o gerador, tal sistema não foi projetado na presente tese.

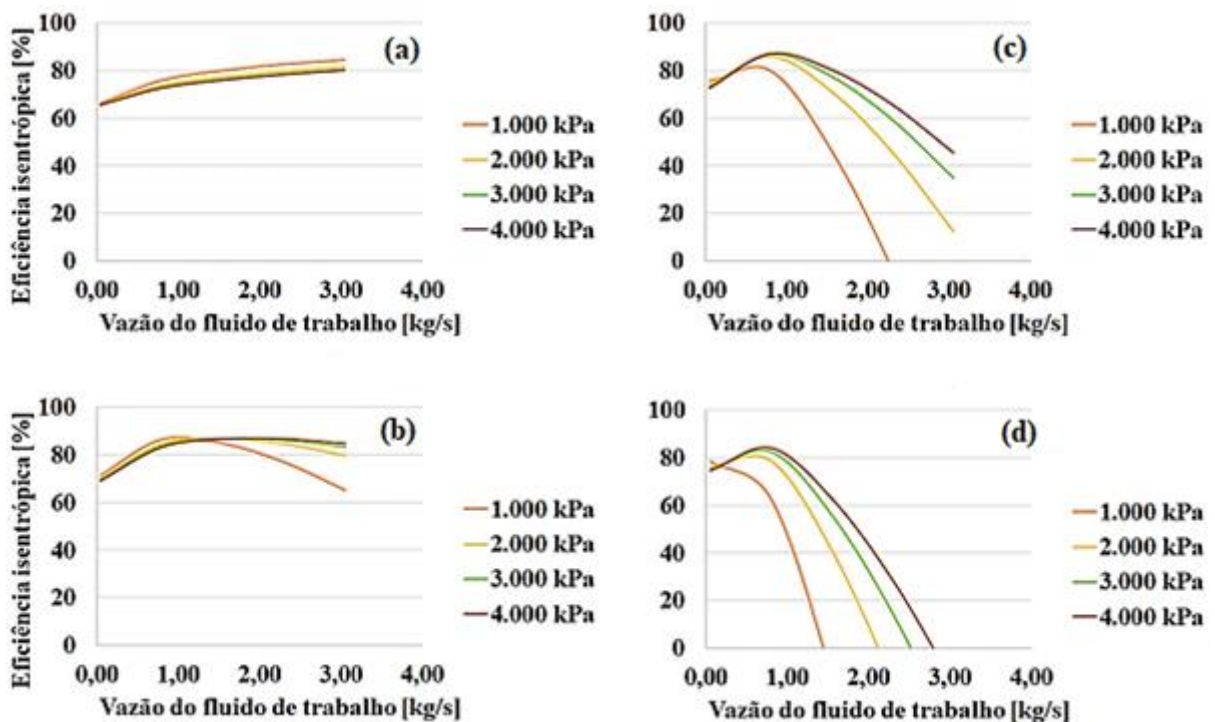


Figura 5.9 – Eficiência isentrópica x Vazão do fluido de trabalho (a) 20.000 rpm, (b) 50.000 rpm, (c) 80.000 rpm e (d) 100.000 rpm.

FONTE: Próprio autor

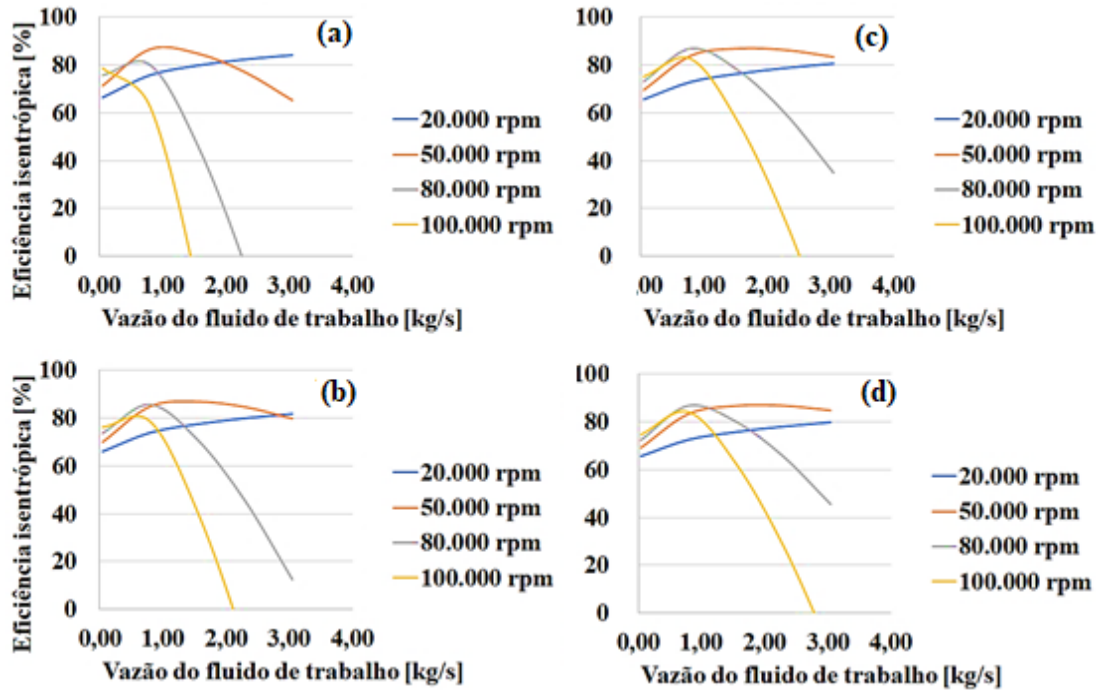


Figura 5.10 – Eficiência isentrópica x Vazão do fluido de trabalho (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

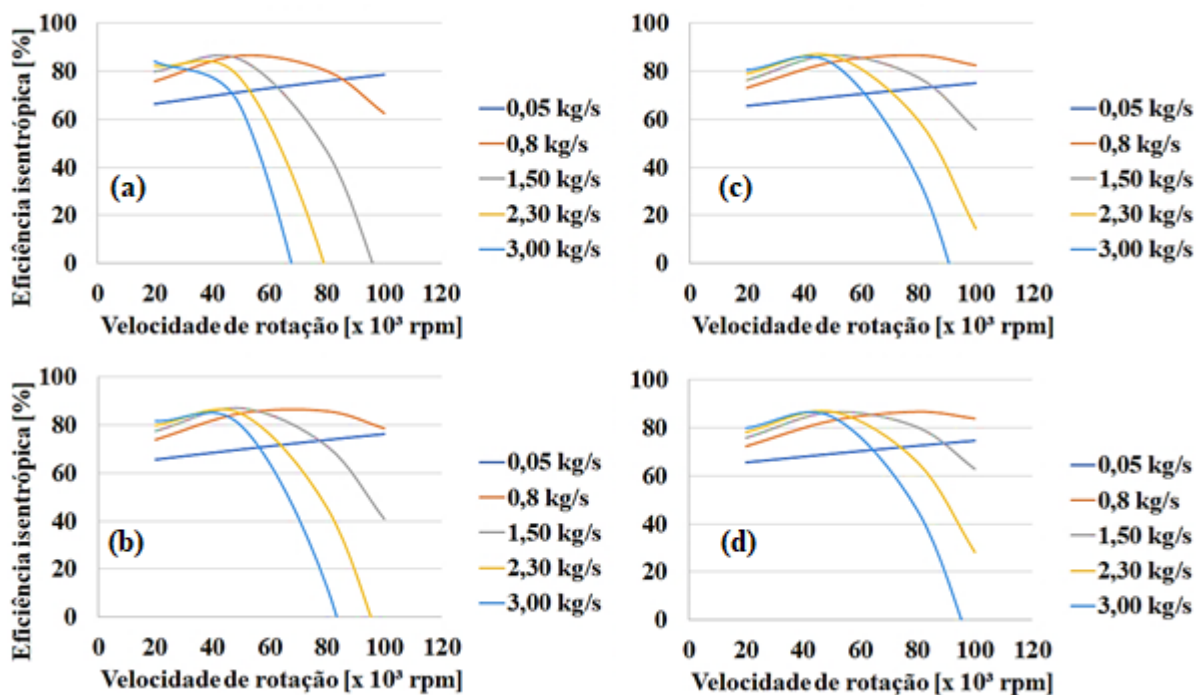


Figura 5.11 – Eficiência isentrópica x velocidade de rotação (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

5.4 Projeto da bomba centrífuga

Segundo Yu et al. (2013), Feng et al. (2019), Hu et al. (2015) e Liu e Gao (2019), como a bomba é um equipamento utilizado para movimentar o fluido e dar continuidade ao ciclo, sendo seu consumo energético muito baixo (menos de 3% da produção do ciclo) e o controle de rotação é feito de maneira simples, foram definidas as condições de entrada no evaporador e com isso, o funcionamento da bomba seria ajustado às condições do ciclo (saída no condensador) e mantida uma eficiência isentrópica de 0,63. η

Isso pois, para as vazões de simulação (0,05 a 0,1 kg/s) e sendo a vazão de projeto de 0,095 kg/s, como é possível perceber na Figura 5.12, as eficiências isentrópicas (*off-design*) em quaisquer vazões de fluido iriam variar de, aproximadamente, 55 a 70% (0,80 a 1,00 da eficiência máxima), em que 0,70 (70%) é a eficiência máxima, presumida pelo método apresentado na Seção 3.3 do presente trabalho, para o funcionamento nas condições de projeto (*on-design*). Pode-se argumentar que o sistema analisado, então, não é totalmente *off-design*, o que literalmente é correto. Mas, para efeitos de análise, como corrobora a Figura 5.12 e os trabalhos mencionados, essa é uma abordagem amplamente utilizada e que implica em inexpressivos desvios dos resultados que seriam obtidos no tratamento *off-design* do equipamento e, ainda, diminui consideravelmente o tempo de simulação do ciclo.

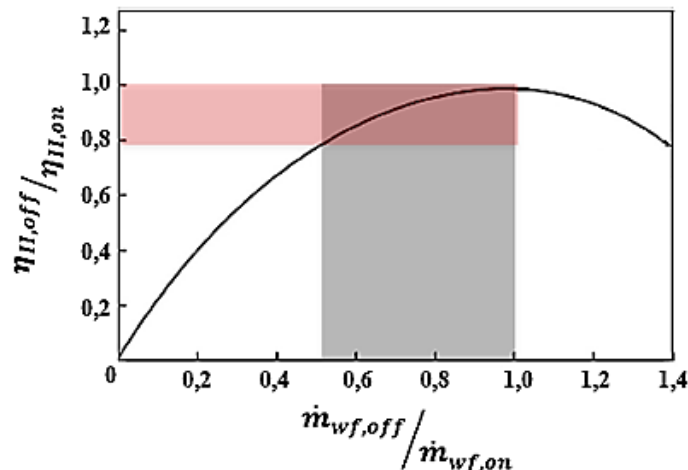


Figura 5.12 – Razão de eficiência da bomba de fluido de trabalho em relação a razão de vazões mássicas.
 FONTE: Próprio autor.

5.5 Resultados *off-design*

Neste ponto são discutidos os resultados obtidos na análise técnica do sistema ORC em funcionamento *off-design*. Vale a pena relembrar alguns pontos importantes para a compreensão das simulações paramétricas:

- Devido à baixa vazão da fonte de calor, foi necessária uma também baixa vazão do fluido de trabalho (entre 0,05 e 0,1 kg/s);
- O fluido de trabalho escolhido foi o ciclohexano pela sua performance na análise *on-design*;
- A bomba do ciclo teve sua eficiência isentrópica fixada em 63% devido ao baixo consumo de potência do ciclo (no máximo de 3%);
- A turbina e os trocadores de calor tiveram suas dimensões físicas mantidas constantes em toda análise;
- A fonte de água de condensação foi considerada o reservatório de água da cidade e com vazão suficiente para um aumento de temperatura de 10 °C;
- A pressão de condensação foi mantida constante em 25 kPa;
- As perdas de carga nas tubulações entre os equipamentos foram desconsideradas.

Primeiramente, pode ser percebido nas Figuras 5.13 a 5.18 a falta de dados para algumas condições de operação, como vazão de 0,1 k/s, pressão de evaporação de 1.000 kPa e na condição C5 ou mesmo a C2 para todas as pressões de evaporação da vazão de 0,1 kg/s. Nesses pontos o sistema dimensionado não opera de maneira satisfatória. Em outras palavras, durante a operação ocorrem situações em que não a análise não é possível, que pode ser explicado pela presença de líquido na entrada da turbina ou cruzamento de temperaturas dentro dos trocadores de calor, assim, o software incorre em erro para tal ponto de simulação. Logo, são considerados pontos de operação em que o sistema não deve permanecer, pois a operação se torna impossível ou até mesmo prejudicial ao próprio sistema.

Também, pode-se notar nas Figuras 5.13 e 5.14 que, no contexto geral, a produção de potência e a eficiência térmica do ciclo aumentam com o aumento da vazão, pressão de evaporação e temperatura da fonte de calor, como era esperado. Contudo, observa-se descontinuidades nesse processo, como na Figura 5.13 para a vazão de 0,05 kg/s em que mesmo com o aumento da pressão de 2.000 kPa para 3.000 kPa é percebida a diminuição da potência produzida nas condições C1 e C5, também acontece para outras situações em outras vazões e condições da fonte de calor.

Tais descontinuidades podem ser explicadas pelo funcionamento *off-design* do ciclo, no qual, mesmo a baixas vazões mostra as situações em que o ciclo opera de forma contra intuitiva, e tanto a potência produzida quanto a eficiência térmica decaem com o aumento da vazão, temperatura da fonte de calor e/ou pressão de evaporação.

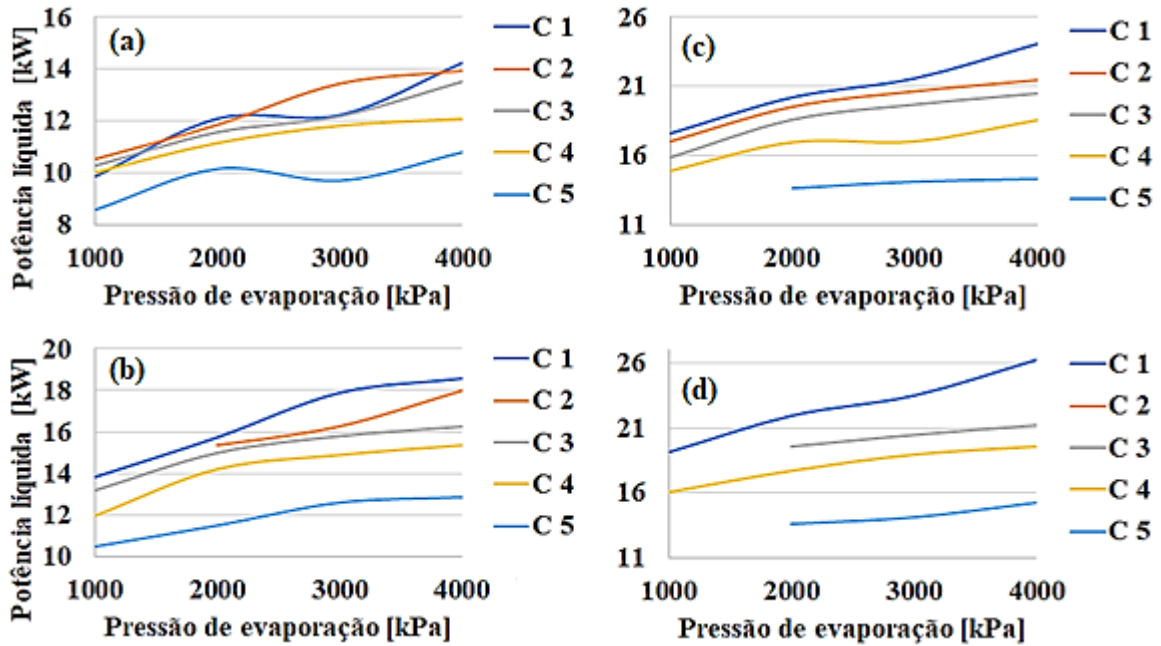


Figura 5.13 – Potência líquida x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.

FONTE: Próprio autor

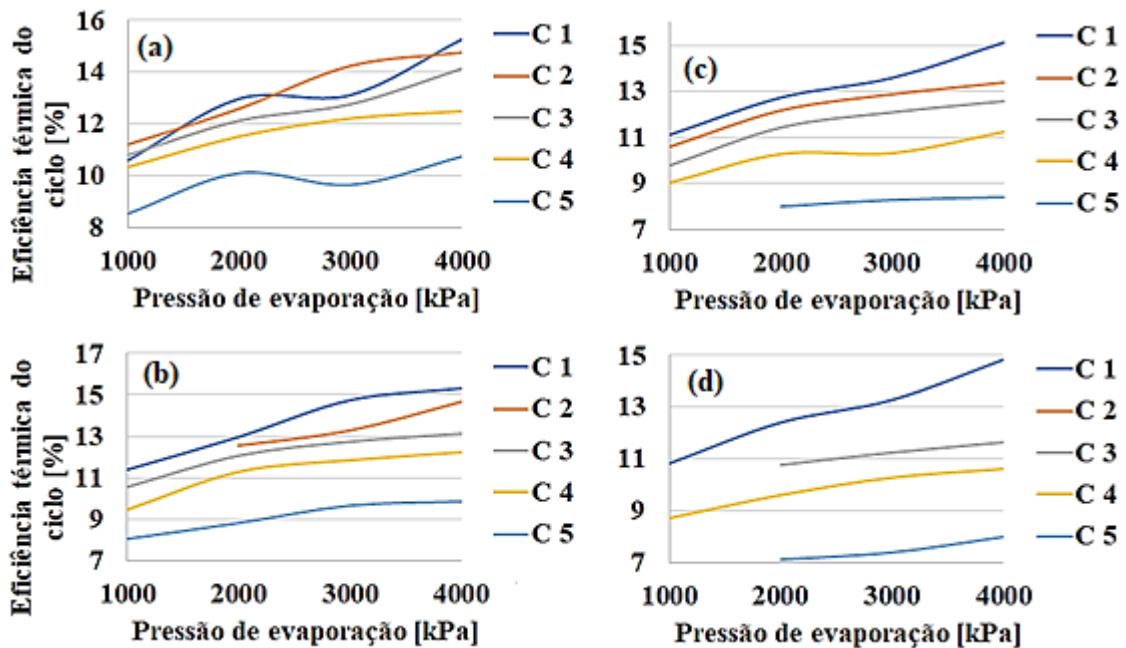


Figura 5.14 – Eficiência térmica do ciclo x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.

FONTE: Próprio autor

Nas Figuras 5.15 e 5.16, também são ilustrados a potência líquida produzida e a eficiência térmica do ciclo ORC, porém com uma abordagem gráfica diferente. Tal abordagem possibilita ressaltar a contribuição da variação da vazão do fluido de trabalho e das condições termodinâmicas da fonte de calor na análise *off-design* do sistema. Percebe-se que a

descontinuidades mencionadas para as Figuras 5.13 e 5.14 ainda permanecem, o que não poderia ser diferente.

Além disso, pode ser destacado o decréscimo, no geral, tanto da potência quanto da eficiência à medida que a vazão diminui, bem como quando a temperatura e vazão da fonte de calor diminui. Porém, nota-se que para as pressões de evaporação de 1.000 e 3.000 kPa, baixa vazão do fluido de trabalho (0,05 kg/s) e altas temperatura e vazão da fonte de calor (de C1 a C2), tanto pressão quanto eficiência aumentam. Isso remete à operação dos equipamentos do ciclo em condições fora daquelas de projeto, em que, por exemplo, o evaporador se torna mais efetivo devido a configuração do escoamento interno e o fluido adentra a turbina com mais energia e favorece a produção de potência pelo expensor.

Nas Figuras 5.17 e 18 é exibida a variação velocidade de rotação e a eficiência isentrópica da turbina em função da pressão de evaporação, vazão mássica de fluido de trabalho e temperatura da fonte de calor. O comportamento das curvas, mais uma vez pode ser explicado pela análise *off-design*, em que o esperado seria a maior rotação e eficiência para as situações de maior pressão de evaporação, vazão e temperatura da fonte de calor, o que não acontece e é percebido um comportamento fora dos padrões esperados por uma análise *on-design*. Certa aleatoriedade nos parâmetros de funcionamento é percebida, pois o equipamento opera em condições que não foram especificadas em seu projeto, o que implica em rotações e eficiências diferentes do esperado caso todas as condições fossem consideradas na definição da geometria do equipamento.

Isso é o que ocorre ao ORC quando em operação fora da condição de projeto. O comportamento dos gráficos, em alguns pontos da simulação, pode apresentar resultados diferentes daqueles esperados, pois o sistema depende da resposta dos equipamentos que estão operando em uma condição diferente daquela em que foram projetados.

Essas incorrências nos gráficos podem ser explicadas pelo funcionamento dos trocadores de calor, principalmente pelo evaporador. Em determinados conjuntos de parâmetros (pontos de operação) o funcionamento do evaporador pode provocar um aumento ou diminuição da energia entregue ao fluido que adentrará a turbina. Com isso, variações não esperadas na produção de potência podem ser observadas.

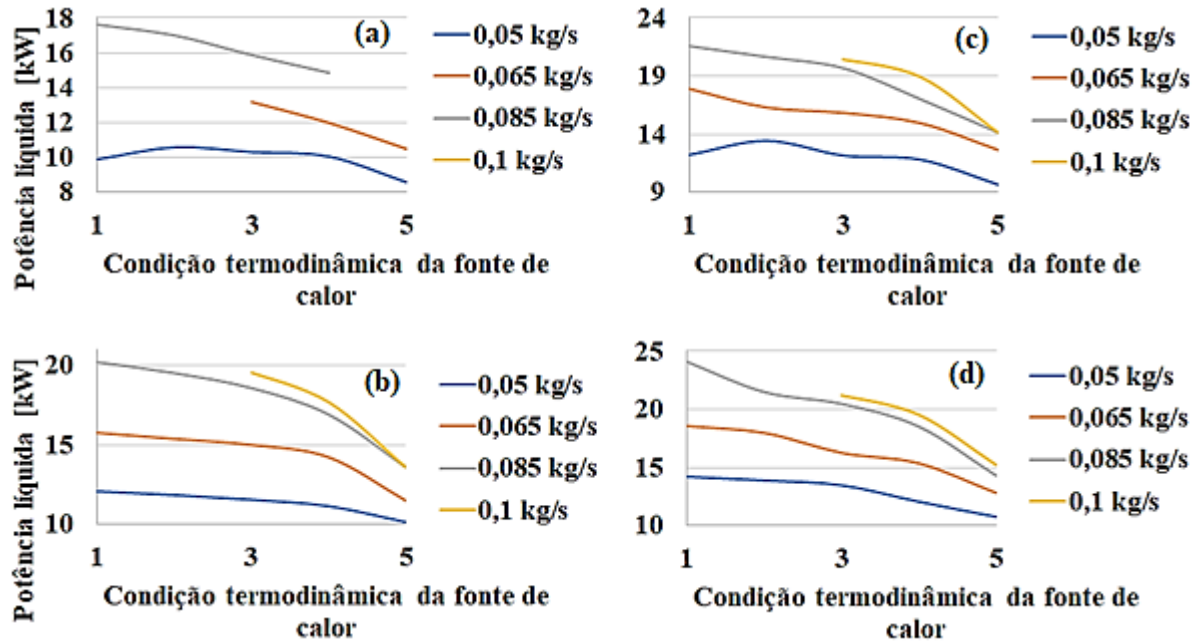


Figura 5.15 – Potência líquida x Condição da fonte de calor (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

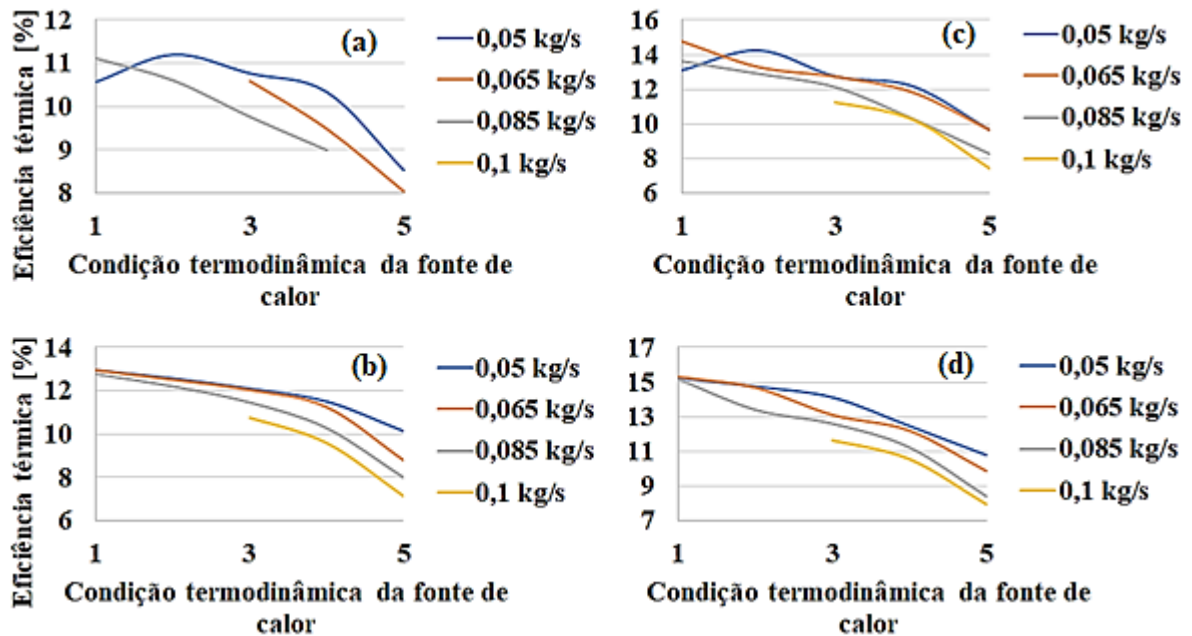


Figura 5.16 – Eficiência térmica x Condição da fonte de calor (a) 1.000 kPa, (b) 2.000 kPa, (c) 3.000 kPa e (d) 4.000 kPa.

FONTE: Próprio autor

Também, pode-se perceber que quando a velocidade de rotação da turbina aumenta, tanto a produção de potência quanto a eficiência aumentam, e o contrário também acontece quando essa rotação diminui. Nota-se que essa rotação, assim como acontece nos trocadores de calor, sofre alterações inesperadas devido ao conjunto de parâmetros que são encontrados em alguns pontos de operação. Por exemplo, para a vazão de 0,085 kg/s percebe-se uma diminuição na velocidade de rotação da turbina quando a pressão de evaporação passa de 2.000 kPa para

3.000 kPa na C4, seguido de um aumento nessa velocidade quando passa para 4.000 kPa. Esse conjunto de parâmetros termodinâmicos, faz com que a turbina passe a operar em outra faixa de funcionamento e, assim, provoca essa variação inesperada nos resultados do ciclo.

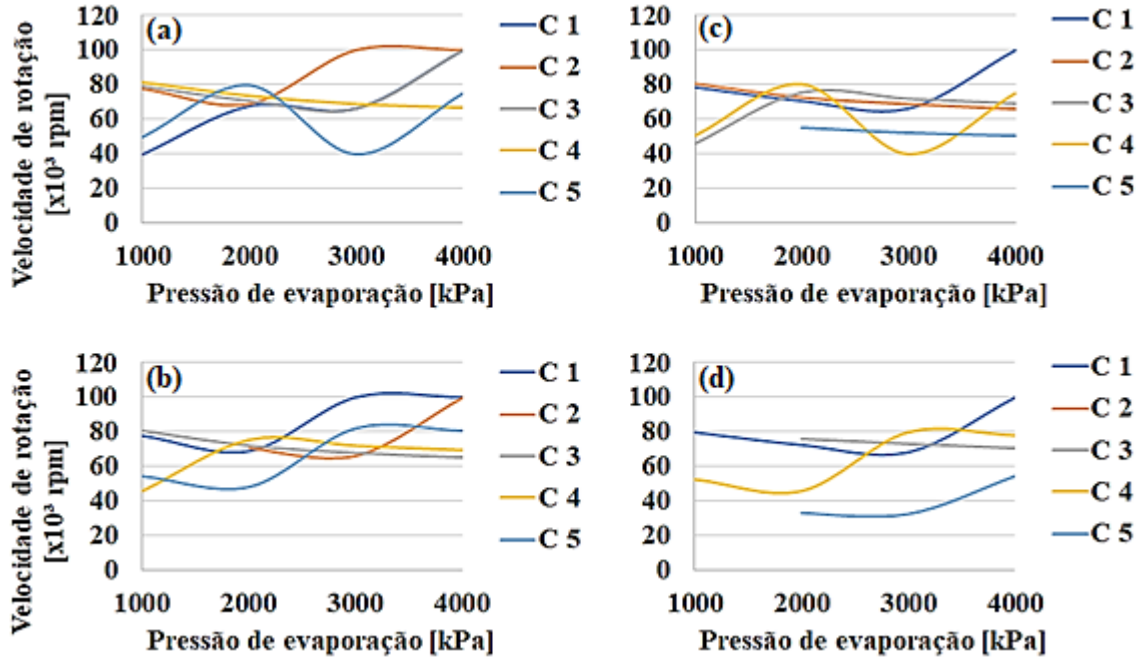


Figura 5.17 – Velocidade de rotação da turbina x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.

FONTE: Próprio autor

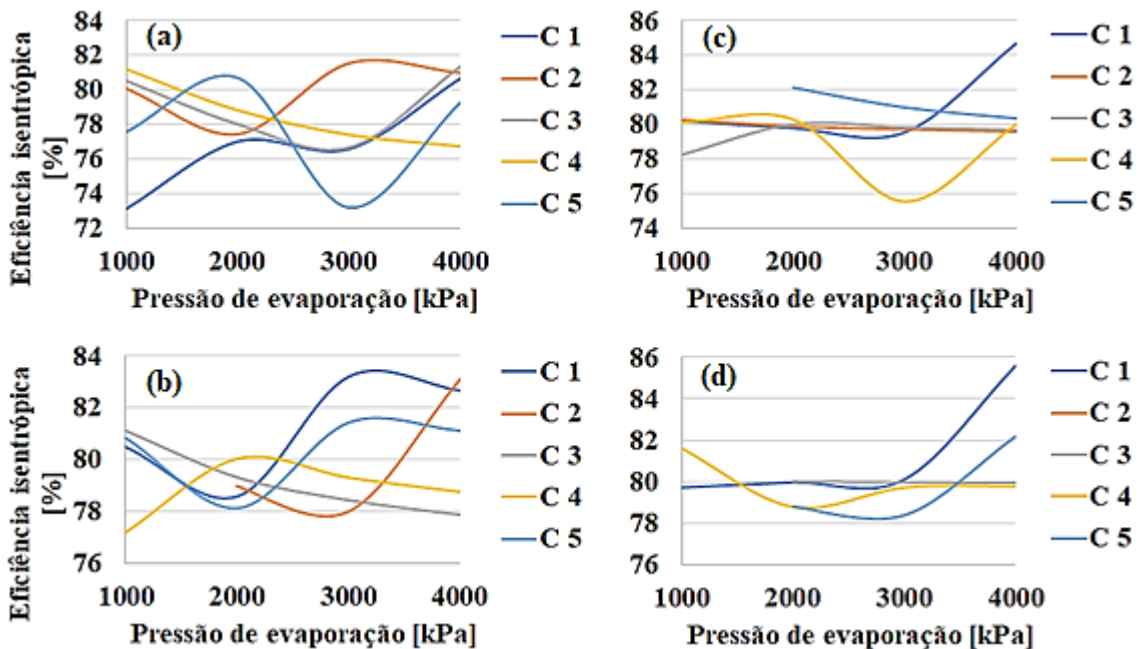


Figura 5.18 – Eficiência isentrópica da turbina x Pressão de evaporação (a) 0,05 kg/s, (b) 0,065 kg/s, (c) 0,085 kg/s e (d) 0,1 kg/s.

FONTE: Próprio autor

Nota-se assim, como o sistema em operação fora das condições de projeto (pressão de evaporação 3.876 kPa, vazão de 0,095 kg/s e condição C5 da fonte de calor), tanto para

variações na vazão do fluido de trabalho, quanto para variações na condição termodinâmica da fonte de calor, varia sua performance. Como já mencionado, a simulação *off-design* do ciclo aproxima o comportamento daquele que seria apresentado pelo sistema se implementado. Assim, para esse sistema, pode-se esperar que de acordo com a demanda energética do motor o ciclo ORC produzirá de 8,64 a 26,87 kW de potência de eixo, com eficiência de até 14,83%.

Tais resultados apontam um aumento de até 10,33% na produção de energia, para a planta de potência como um todo. Isso corresponde a um aumento dos ganhos obtidos com a produção de energia, além de aumento de receita devido a diminuição do consumo de combustível, que também seria em torno de 10%, por se tratar de um motor estacionário em que o consumo de combustível e emissão é constante de acordo com a carga de operação. Também, as emissões de poluentes como CO₂, CO e material particulado, diminuiriam devido ao menor consumo de combustível. Porém tais ganhos de receita não implicam diretamente na viabilidade econômica positiva para implementação do sistema ORC. Para analisar tal viabilidade, um estudo econômico foi conduzido no Capítulo 6 do presente trabalho.

De acordo com os dados técnicos do MCI, mostrados na Tabela 5.4. Pode-se notar que, como esperado, à medida que a temperatura de exaustão dos gases da combustão aumenta, o consumo de combustível aumenta e mais potência é produzida. Ainda, pela Figura 5.19, é possível notar que essa relação é praticamente linear, logo o aumento na produção de energia implicaria em uma diminuição no consumo de combustível diretamente proporcional.

Tabela 5.4 – Parâmetros técnicos de funcionamento do MCI analisado, sem o ORC.

	C1	C2	C3	C4	C5
Potência produzida [kW]	258,3	235,8	211,6	176,2	117,7
Consumo de combustível [kg/h]	53,22	47,79	42,81	35,43	23,91
Temperatura do gás de exaustão [°C]	808	793	771	747	693

FONTE: YU et al. (2013)

Além disso, a eficiência de Segunda Lei pode ser calculada pela razão entre a potência líquida produzida e a energia do combustível. Por essa relação, expressa na Figura 5.20, pode-se notar um aumento de no mínimo 3,34% (até 23,15%) dessa eficiência com a implantação do sistema de recuperação de calor simulado. Também, caso a planta opere nas variadas condições simuladas de maneira uniforme, ou seja, o mesmo período de tempo de funcionamento para cada condição, o aumento de eficiência exegética seria de 9,35%. Em outras palavras, 9,35% seria o potencial médio de recuperação de exergia do sistema MCI+ORC.

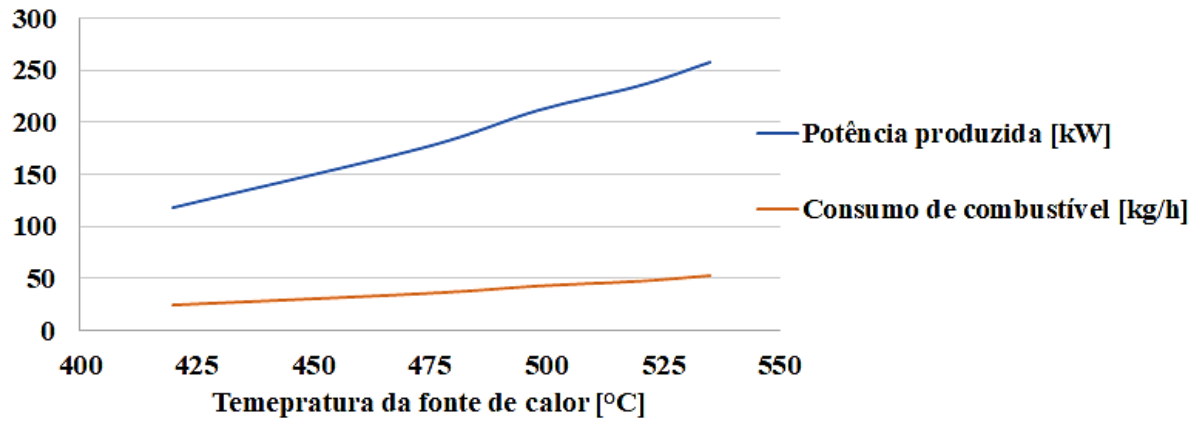


Figura 5.19 – Variação da potência produzida pelo MCI (sem o ORC) e seu consumo de combustível, de acordo com o aumento da temperatura da fonte de calor.

FONTE: Próprio autor

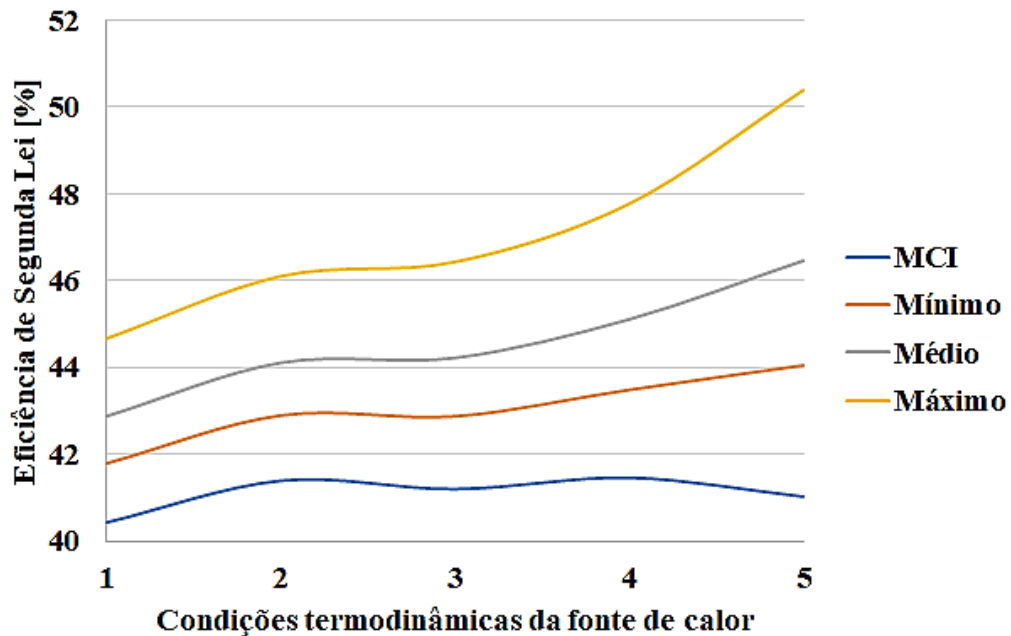


Figura 5.20 – Eficiências de Segunda Lei, em cada condição de operação para os pontos de mínima, média e máxima produção de potência do sistema MCI+ORC off-design.

FONTE: Próprio autor

6. ANÁLISE ECONÔMICA

Neste capítulo apresenta-se a viabilidade econômica para implementar o sistema ORC proposto. Tal análise foi feita com base no CEPCI, uma ferramenta para cálculos econômicos para plantas energéticas. Teve como base os trabalhos de Wang et al. (2020) Mignard (2014) e o livro Turton (2008) de onde foram tirados o equacionamento e valores das constantes apresentadas ao decorrer do presente capítulo. O modelo proposto baseia-se no ganho monetário obtido com a produção de energia elétrica pela planta a ORC em relação ao tempo de retorno do investimento.

6.1 CEPCI – *Chemical Engineering Plant Cost Index*

O CEPCI é um índice adimensional que atualiza o custo para implantação de uma planta de processos físico-químicos ano após ano. Criado em 1963 e desde então tem sido usado por engenheiros, técnicos e gestores para estimar e avaliar o potencial econômico da implantação de uma unidade energética ou de processamento nas indústrias. Com isso, pode-se realizar planejamentos de longo prazo, orçamentos e custos de contratos (Vatavuk, 2002).

Com o avanço das tecnologias e devido às novas tendências de mercado, o CEPCI necessita ser revisado periodicamente. Este índice na verdade é composto por quatro subíndices principais que representam os fatores que geram gastos. Tais fatores revelam-se imprescindíveis de serem levados em consideração em uma análise econômica de viabilidade de implantação de uma planta química. São eles:

- I. Equipamentos: é composto por vários subíndices que representam o custo na compra de determinado equipamento, bem como a instrumentação, montagem e os suportes estruturais que devem ser colocados para instalar tais componentes (trocadores de calor, tanques, tubulação, válvulas, bombas, turbinas, entre 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 a planta química que será instalada;
- III. Prédios: é o fator que representa o custo de investimento com os materiais para construção do ambiente onde será implantada a planta química, bem como o gasto na compra do terreno onde ficará planta.

IV. Engenharia e supervisão: diz respeito aos gastos com o pessoal de engenharia e supervisores que farão todo o projeto e se responsabilizarão por todo o processo de implantação.

Segundo Vatauvuk (2002), o cálculo feito para se chegar ao CEPCI é obtido pela ponderação dos quatro subíndices. Os valores para cada um deles também é uma ponderação feita com os custos de cada seguimento que compõe cada subíndice (equipamentos, projeto, construção, montagem, entre outros). Tais dados são fornecidos pelos produtores desses equipamentos e serviços, são compilados em índices e atualizados mensalmente pelo *U. S. Department of Labor's of Labor Statistics (BLS, Washington D.C.)*. A interação feita de maneira estatística dos principais PPI, dados pelo BLS, forma os quatro subíndices e, por consequência, o CEPCI.

Atualmente vários trabalhos fazem o uso do modelo econômico proposto com base no CEPCI (explicado mais adiante na seção 6.3). Chew et al. (2014), Le et al. (2014), Wang et al. (2020) e Toffolo et al. (2014) são exemplos de trabalhos mais recentes que fazem o uso do CEPCI para desenvolver cálculos econômicos em plantas químicas para produção de energia elétrica a partir de ciclos ORC ou Kalina. Assim, por meio desse método, os autores puderam avaliar qual a configuração do ciclo é mais rentável para o investidor.

Tanto o CEPCI quanto qualquer outro índice são ferramentas que ajudam os gestores das empresas a fazerem planejamentos. Porém, não devem ser cegamente adotados como o que representa o mercado na realidade. Quando se dispõe de pouco tempo para avaliar a implantação de uma planta química ou o objetivo é implantar o sistema num período posterior, o CEPCI é de grande ajuda, pois consiste em cálculos rápidos e fáceis de serem entendidos, além de representarem bem a realidade dentro de um determinado período de tempo. Mas se o tempo não for o limitante e estiverem disponíveis os custos reais dos equipamentos e dos outros fatores geradores de gastos, é melhor optar por um tipo de análise mais direta. Assim os resultados obtidos serão o reflexo exato da realidade, e não valores aproximados dela (Vatauvuk, 2002).

6.2 Simulação

Verificou-se o quão viável é a implantação do sistema ORC para recuperação do calor residual nos gases de escape do motor analisado. Para isso, baseado nos dados técnicos obtidos com as simulações *off-design* do ciclo no HYSYS[®], o modelo econômico baseado no CEPCI foi aplicado. Assim, foi possível obter o custo de investimento, o custo da eletricidade

produzida e o tempo de retorno do capital investido (*payback*) para o sistema em condição de projeto (Condição C5, Tabela 4.3).

Além dos dados técnicos fornecidos pelo HYSYS® (potência produzida, consumo de energia na bomba e áreas de troca térmica) foi necessário, para obter-se o ganho na eletricidade produzida, o valor de venda da energia elétrica no Brasil fornecido pela ANEEL.

A verificação da viabilidade econômica na implantação do sistema ORC proposto foi feita da seguinte maneira:

- As formulações são baseadas no CEPCI e foram utilizados os dados obtidos nas simulações com o HYSYS® para suprir algumas das variáveis independentes do sistema;
- Constantes de origem construtivas foram obtidas no livro Turton (2008) bem como modelo matemático, ambos com base no CEPCI;
- Foi simulado o funcionamento do sistema ORC para a condição C5 da fonte de calor;
- Analisou-se o investimento para a planta ORC de acordo com as configurações com equipamentos de menor e maior preço. Isso para estabelecer o limite superior e inferior do custo de implementação do ciclo;
- Foram comparados esses custos de eletricidade produzida com o valor de venda da energia elétrica pela ANEEL. Com isso, aliado às taxas de juros, durabilidade do sistema e custos adicionais (manutenção, operação, projeto, etc), foi calculado *payback* para cada caso analisado;
- Feito isso, foi possível expor quais são as configurações de ORC mais rentáveis para se implementar.

6.2.1 Custo de investimento

Em primeiro lugar foram calculados os custos de investimento, ou de compra, dos equipamentos do ciclo, que é obtido pela Equação 6.1.

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (6.1)$$

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 de dispositivo. “ F_{BM} ” que é o fator de custo do módulo, parâmetro que leva em consideração o material o qual foi fabricado o equipamento. Por fim, o “ C_{BM} ” que é o custo de investimento do equipamento total, que leva em consideração todos os aspectos do dispositivo.

Para obter o “ C_p^0 ” foram utilizadas as constantes “ K ”, que representam as constantes obtidas através de correlações entre o tipo de equipamento e sua capacidade ou tamanho, são elas mostradas na Tabela 6.1, bem como a capacidade ou tamanho do equipamento, dependendo do caso. As Equações 6.2 a 6.6 mostram, respectivamente como foram calculados os “ C_p^0 ” para a turbina, bombas, evaporador, superaquecedor, condensador e torre de resfriamento.

$$\log C_{p,t}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(W_t) + K_3 \cdot [\log(W_t)]^2 \quad (6.2)$$

$$\log C_{p,b}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(W_b) + K_3 \cdot [\log(W_b)]^2 \quad (6.3)$$

$$\log C_{p,evap}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(A_{evap}) + K_3 \cdot [\log(A_{evap})]^2 \quad (6.4)$$

$$\log C_{p,cond}^0 = K_1 + K_2 \cdot \log(A_{cond}) + K_3 \cdot [\log(A_{cond})]^2 \quad (6.5)$$

Tabela 6.1 – Coeficientes “K” referentes ao tamanho ou capacidade e ao tipo de equipamento.

Equipamento	K₁	K₂	K₃	Capacidade / Tamanho	Modelo
Turbina	2,2476	1,4965	-0,1618	100 – 1.500 [W]	Radial
Condensador	2,7652	0,7282	0,0783	Até 100 [m ²]	Casco e tubo de múltiplos tubos
Bomba	3,8696	0,3161	0,1220	Até 200 [W]	Radial
Evaporador	5,2366	-0,6572	0,3500	Até 100 [m ²]	Casco e tubo de múltiplos tubos

FONTE: TURTON, 2008.

Logo, os custos de cada equipamento construído com aço carbono com operação em condições de temperatura e pressão ambiente (C_p) podem ser calculados. Os materiais para construção de cada equipamento, sugeridos em Turton (2008), estão descritos na Tabela 6.2 como os que possuem os menores custos até os de maiores custos.

Tabela 6.2 – Materiais para fabricação de cada equipamento.

Equipamento	Material	
	Menor custo	Maior custo
Turbina	Aço carbono	Níquel
Condensador	Cobre	Titânio
Bomba	Ferro fundido	Titânio
Evaporador	Cobre	Titânio

FONTE: TURTON, 2008.

O cálculo do “ F_{BM} ” pode ser feito, para os trocadores de calor e as bombas, com o uso da Equação 6.6 e dos coeficientes “ B ”, “ 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 diferente para cada equipamento (Tabela 6.3). Já para a turbina, a torre de resfriamento e o evaporador, como não possuem a classificação quanto à pressão, o “ F_{BM} ” é fornecido diretamente através da Tabela 6.4.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (6.6)$$

O coeficiente “ F_P ” é obtido pela Equação 6.7, onde “ ζ ” representam as constantes para cada equipamento que possui sua classificação baseado na pressão (Tabela 6.3). Para os que não apresentam essa classificação (turbina e evaporador) as constantes “ ζ ” são nulas. “ P ” é a pressão em que o componente do ORC opera.

$$\log F_P = \zeta_1 + \zeta_2 \cdot \log(P) + \zeta_3 \cdot [\log(P)]^2 \quad (6.7)$$

Assim, com isso e as simulações dos modelos feitas no HYSYS[®] pode-se calcular o custo de investimento, ou de compra, para cada componente de cada configuração dos sistemas ORC propostos.

Os valores para todos os coeficientes (K , B , ζ , F_M e F_{BM}) foram estabelecidos com base no CEPCI do ano de 2001 ($CEPCI_{2001} = 397$, Turton et al. (2008)). Logo, é necessária a conversão dos resultados para os tempos atuais. Como o cálculo do CEPCI é feito com atraso de um ano, os resultados da análise econômica obtidos neste trabalho são os referentes a 2018, uma vez que o índice utilizado é o $CEPCI_{2017} = 603,1$ (CHEMICAL ENGINEERING, 2018).

Primeiro foi obtido o custo total de investimento para implantação da planta ORC no ano de 2001 ($Custo_{2001}$). Para isso, somaram-se todos os custos de compra de cada componente do ciclo (Equação 6.8).

$$Custo_{2001} = C_{BM,t} + C_{BM,evap} + C_{BM,cond} + C_{BM,b} \quad (6.8)$$

Para atualizar o custo de investimento total da planta em 2001 para 2018 deve-se multiplica-lo pela razão entre os respectivos CEPCI de cada período. Como mostrado na Equação 6.9.

$$Custo_{2018} = Custo_{2001} \cdot \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_{2001}} \quad (6.9)$$

Tabela 6.3 – Coeficientes e constantes necessários para o cálculo dos parâmetros “FP” e “FBM”, tanto dos trocadores de calor quanto das bombas.

Equipamento	Classificação (pressão) [bar]	Material	ζ_1	ζ_2	ζ_3	B ₁	B ₂	F _M
Condensador	P < 40	Cobre	0	0	0	1,74	1,55	1
Condensador	P < 40	Titânio	0	0	0	1,74	1,55	11,4
Bomba	P < 11	Ferro fundido	0	0	0	1,89	1,35	1
Bomba	P < 11	Titânio	0	0	0	1,89	1,35	6,4
Bomba	11 < P < 101	Ferro fundido	-0,245	0,259	-0,014	1,89	1,35	1
Bomba	11 < P < 101	Titânio	-0,245	0,259	-0,014	1,89	1,35	6,4

FONTE: TURTON, 2008.

Tabela 6.4 – Parâmetro “FBM” para a turbina, evaporador e torre de resfriamento.

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

FONTE: TURTON, 2008.

6.2.2 Custo da eletricidade produzida (EPC – *Electricity Production Cost*)

A facilidade na conversão do custo de um período para outro, sem perda de precisão, é um dos grandes atrativos deste modelo econômico. Com isso, ao adicionar a taxa anual de juros “i” que o investimento é sujeito e, também, o tempo de operação da planta em anos (período de amortização) “t”, foi calculado a anuidade “A” (Equação 6.10). Vale mencionar que não foi considerado o período de carência, ou seja, o período de construção da planta.

$$A = \text{Custo}_{2018} \cdot \left[\frac{i(1+i)^t}{(1+i)^t - i} \right] \quad (6.10)$$

Por fim, o EPC é calculado como mostrado na Equação 6.11. Onde “f” representa o custo com operação, manutenção e seguro da instalação que, segundo Tian (2012), vale 1,65% do custo total da planta. “H” é a quantidade em horas por ano de funcionamento do sistema, foi adotado 7.500 h/ano para que fossem contabilizadas as paradas necessárias para manutenção do sistema (Tian, 2012). O cálculo também leva em consideração a energia líquida produzida pelo ORC.

$$EPC = \frac{A + f \cdot \text{Custo}_{2018}}{W_{liq} \cdot H} \quad (6.11)$$

6.2.3 Tempo de retorno do investimento – *Payback*

Segundo a ANEEL (ANEEL – Agência Nacional de Energia elétrica (2020)), o preço médio de venda da energia elétrica pelas indústrias para a ANEEL, na região Sudeste, região escolhida para a análise em questão, é de 0,48714 R\$/kWh (1,95850 US\$/kWh). Vale ressaltar que tais valores foram tomados no dia 1 de janeiro de 2020, a fim de descartar o período conturbado atípico da economia mundial provocado pela pandemia de COVID-19.

Logo, a diferença entre o valor fornecido pela ANEEL para o preço de compra da energia elétrica das indústrias e o EPC é, então, o ganho obtido pela planta ORC (“G”, Equação 6.12). Vale lembrar que esse ganho assumirá valores negativos, ao variarem-se os anos em que o sistema ORC será usado, até o momento em que o investimento seja pago (*payback*), tudo desse ponto em diante entende-se como lucro obtido ao implementar um dos sistemas ORC propostos. Quanto maior for o período de amortização, ou seja, o tempo que a planta está em operação, mais rápido acontece o retorno financeiro.

$$G = \text{Preço}_{\text{ANEEL}} - \text{EPC} \quad (6.12)$$

6.3 Resultados e discussão

Os resultados obtidos objetivaram o investimento inicial, custo da eletricidade (EPC) e tempo de retorno financeiro (*payback*) para diferentes taxas de atratividade, que mostrou estar em acordo com trabalhos publicados com o mesmo tema de pesquisa como Yagh et al. (2021), Wilailak et al. (2021) e Aliahmadi et al. (2021). Nesta seção, foram apresentados os resultados referentes a operação do ciclo *on-design* e *off-design*.

O capital de investimento, o custo da eletricidade produzida e o *payback* são referentes ao período de 2018 e com a cotação do dólar do período pré-pandemia de COVID-19, isso para evitar perturbações nos resultados provocados pela volatilidade do mercado no período de combate a transmissão da doença. Vale lembrar, da Seção 6.1 que o modelo econômico baseado no CEPCI pode ser adotado, sem grandes erros, por um período de até cinco anos (Vatavuk, 2002).

Assim, os resultados apresentados nesta seção podem ser adotados em uma análise de viabilidade econômica de uma planta ORC para produção de energia elétrica, a partir do MCI em questão, com implantação prevista para até 2023. Além disso, as simulações foram

realizadas para taxas de juros que variam de 1 a 20% e com um tempo de financiamento do projeto de 1 a 20 anos (desconsiderando o tempo de construção da planta). Porém, para facilitar a análise do gráfico, foram selecionados diferentes intervalos de amostragem nas Figuras 6.1 a 6.12.

6.3.1 Configuração do sistema ORC *on-design*

O capital investido na compra dos equipamentos que compõem o sistema ORC, está entre US\$ 23.257,02 (*on-design*) e US\$ 123.632,51 (configuração mais cara), como pode ser visto na Tabela 6.5. Também, nota-se que o maior investimento deve ser feito para o evaporador (em média cerca de 46% do custo total). Para as configurações mais caras do sistema, o retorno financeiro (desconsiderando estudos de *marketing*) é impossível para um tempo razoável de operação (6 anos).

Tabela 6.5 – Custo de investimento para os equipamentos do ciclo ORC.

	Material mais barato		Material mais caro	
	[US\$]	[R\$]	[US\$]	[R\$]
Condensador	7.981,29	32.088,00	38.576,30	155.092,00
Turbina	3.917,46	15.749,70	20.655,70	83.044,10
Evaporador	10.262,20	41.258,00	60.543,60	243.410,00
Bomba	1.096,11	44.06,79	3.856,95	15.506,50
TOTAL	23.257,02	93.502,52	123.632,51	497.052,15

FONTE: Próprio autor

Vale ressaltar que os materiais utilizados para o sistema de maior custo são de alta resistência e durabilidade, o que explica a diferença de quase cem mil dólares em relação a configuração mais barata. Logo, ao optar por equipamentos mais duráveis, o custo de investimento aumenta em proporção a qualidade do material. Em contra partida, caso a preferência seja dada para máquinas mais baratas, pode aumentar a frequência de paradas para manutenções e/ou substituição de partes, devido a menor durabilidade dos componentes do ciclo.

Além disso, uma configuração comum como a sugerida por Milcheva et al. (2017), Flores et al. (2020) e com trocadores de calor feitos usando aço inoxidável turbina construída com aço carbono, o custo seria de US\$ 37.280,44 (R\$ 149.882,29). Logo, o preço estaria em torno de 60% mais caro que a configuração de menor custo. Nesse caso, sem a devida análise de campanhas em *marketing*, assim como para a configuração com materiais mais nobres, o investimento não daria o retorno necessário para sua implementação.

A Figura 6.1 mostra os custos da eletricidade produzida (EPC) para o sistema ORC em operação conforme o seu projeto em função do tempo de financiamento da planta. Esse gráfico representa os cálculos feitos para taxas de juros que o investimento está sujeito de 7 a 10%. Os resultados mostram que o EPC é menor com o aumento do tempo de utilização da planta e com a diminuição da taxa de juros do investimento (Figura 6.1). Também, percebe-se que a partir de, aproximadamente, 2,5 anos o EPC permanece constante independente do tempo de utilização da planta, entre aproximadamente 1,50 e 2,20 US\$/kWh produzido (de acordo com a taxa de juros do investimento).

Os tempos de retorno de capital (*payback*), como explicado na Seção 6.2.3, estão mostrados na Figura 6.2. O gráfico está em função do ganho na venda da eletricidade produzida (Equação 6.11) e do tempo de financiamento da planta ORC. Esse gráfico representa os cálculos feitos para taxas de juros de entre 7 a 10%. Para os juros do investimento muito baixos (1 a 3%), não representados na Figura 6.2, o retorno do investimento (*payback*) é imediato, a partir de então, o tempo de retorno é de, aproximadamente, 1,1 ano para 3% aumentando proporcionalmente até os valores mostrados de 1,6 a 2,5 para os juros de 7 a 9%, a partir de 9% o investimento torna-se inviável.

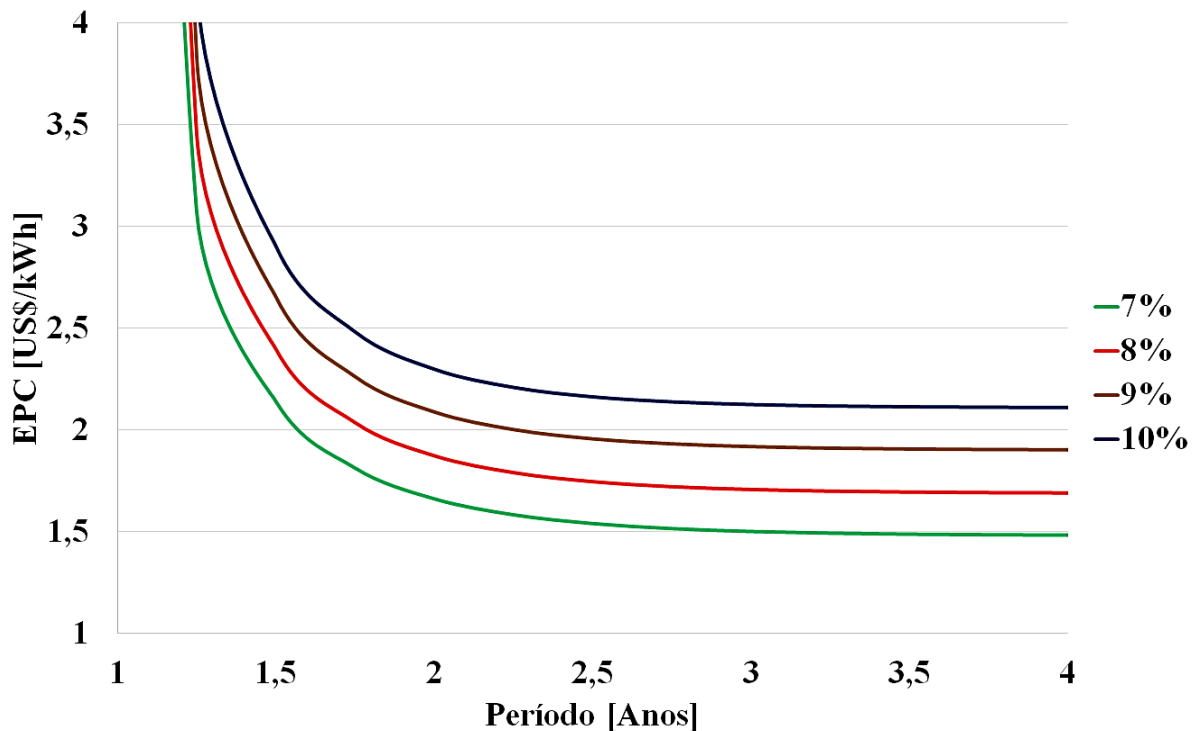


Figura 6.1 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (on-design).

FONTE: Próprio autor

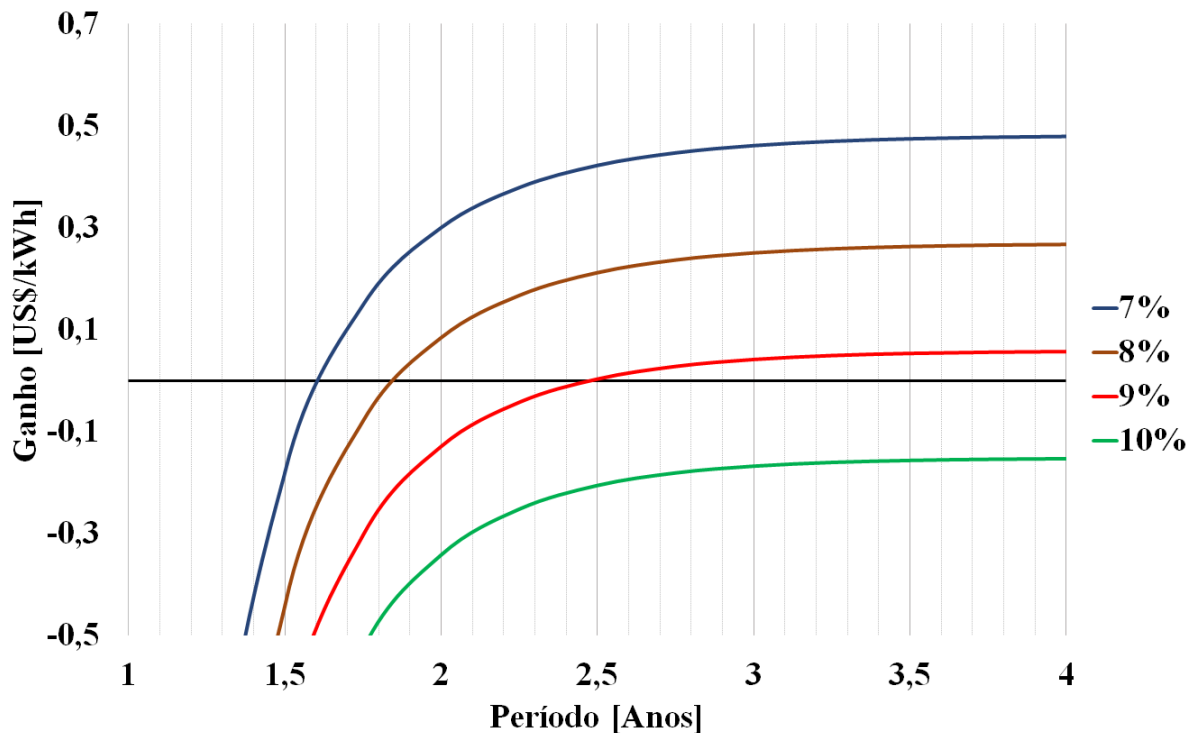


Figura 6.2 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de utilização do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (*on-design*).

FONTE: Próprio autor

Os resultados apontam uma taxa de atratividade do investimento (retorno sobre o capital investido ao longo do tempo – ROI) positivas a partir de 1,60 anos de financiamento da planta, a uma taxa de 7% de juros, chegando a 30% de ganho a partir do terceiro anos de operação, na mesma taxa de juros. Para taxas de juros até 9% o ROI diminui para 2% a partir do quarto ano e se mantém constante (Figura 6.3). Segundo Kristjansdottir et al. (2018) o ROI é a razão do lucro obtido (ganho) com o custo do produto (EPC).

Ao considerar o funcionamento em condições diferentes (Seção 6.3.2) o custo da eletricidade produzida é alterado, bem como o tempo de retorno financeiro. Isso pois a quantidade de potência líquida produzida é modificada. Porém o custo de investimento inicial, permanece constante em US\$ 23.257,02 (R\$ 93.502,52).

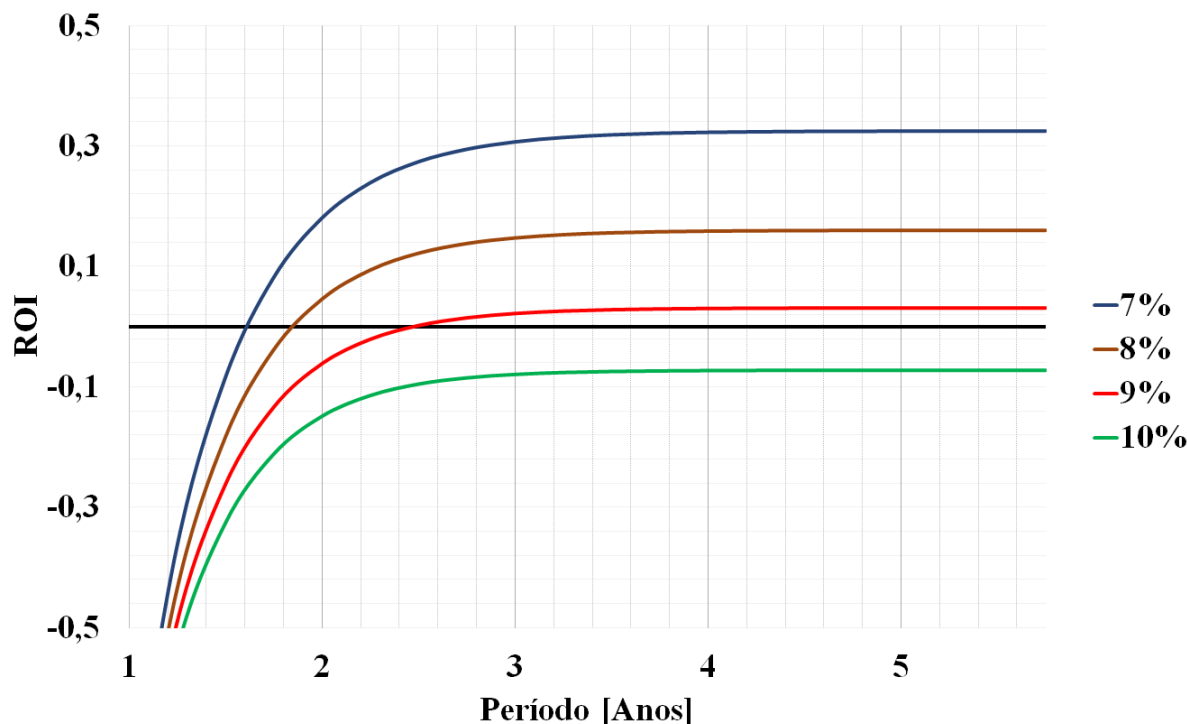


Figura 6.3 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de projeto do sistema (*on-design*).
 FONTE: Próprio autor

6.3.2 Configuração do sistema ORC *off-design*

Para a análise econômica *off-design* os gastos de investimento inicial, manutenção e operação são constantes, isso pois, o sistema já estaria construído e apenas as condições termodinâmicas do ciclo seriam alteradas. Logo, os gastos com a planta limitam-se a aqueles relacionados com a produção de potência (EPC).

Assim, três análises foram feitas com base nas produções de potência para a operação fora das condições de projeto, que vale lembrar, na operação *on-design*, 14,72 kW de energia mecânica líquida são produzidas. A primeira, para o sistema em operação na condição que têm a menor produção de potência líquida (8,56 kW): vazão do fluido de 0,05 kg/s, pressão de evaporação de 1.000 kPa e fonte de calor na condição C5 (Figuras 6.4 a 6.6). Para a segunda análise, tomou-se o oposto, a condição que produz maior potência líquida (26,29 kW): vazão do fluido de 0,1 kg/s, pressão de evaporação de 4.000 kPa e fonte de calor na Condição 1 (Figuras 6.7 a 6.9). Por último, tomou-se a produção de potência média entre todas as condições simuladas (15,59 kW): vazão do fluido de 0,05 a 0,1 kg/s, pressão de evaporação de 1.000 a 4.000 kPa e fonte de calor nas Condições 1 a 5 (Figuras 6.10 a 6.12).

A primeira análise, condição de produção mínima, mostrou que apenas para taxas de juros de investimento abaixo de 5% ao ano é possível ter o retorno do capital investido. Ainda

assim, esse retorno, para a taxa de 5%, só poderia acontecer após 2,3 anos de funcionamento da planta (Figura 6.4).

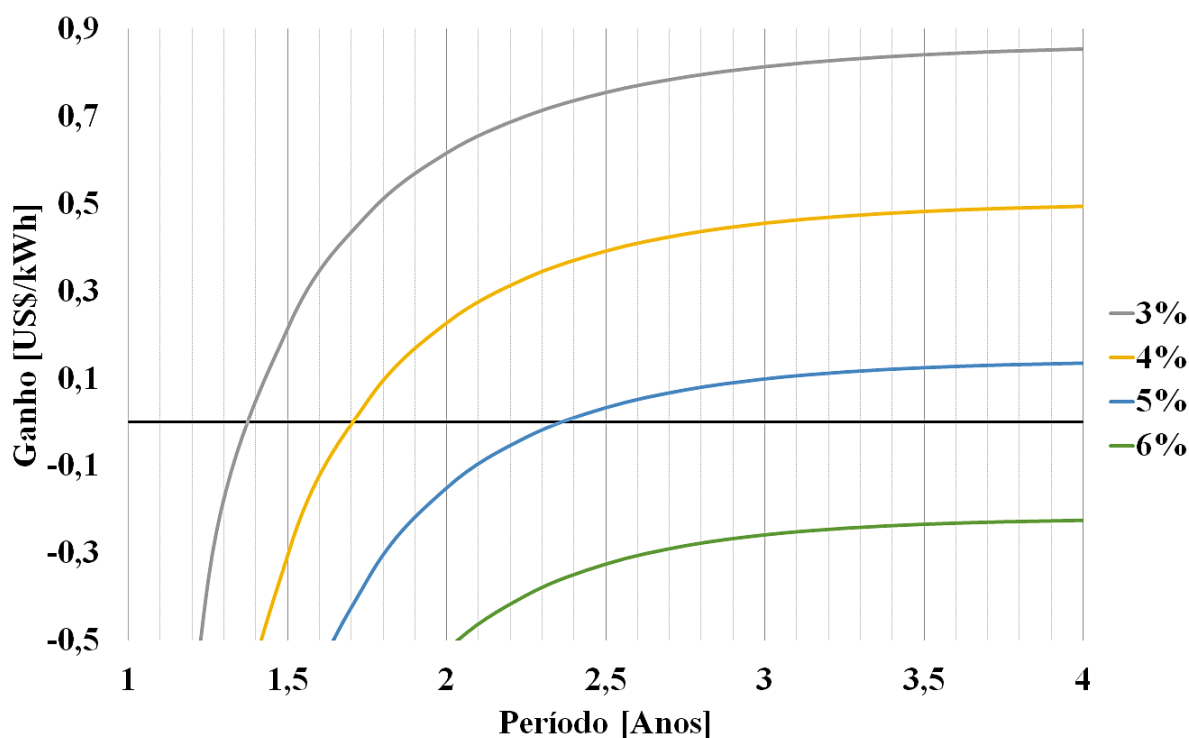


Figura 6.4 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

Tanto para a condição de produção mínima quanto para a de projeto, o comportamento das curvas é o mesmo, alterando apenas os valores obtidos nas análises. Pode ser percebido, na Figura 6.5, que a partir de, aproximadamente, 2,5 anos o EPC permanece constante independente do tempo de utilização da planta (como na análise *on-design*), mas com valores entre 0,39 e 1,18 US\$/kWh produzido (de acordo com a taxa de juros do investimento).

De acordo com a Figura 6.6, nota-se que o ROI para a taxa de juros de 3% é de 74% a partir do quarto ano de financiamento da planta. Com o aumento da taxa de juros do investimento, o ROI também diminui quando comparado ao sistema *on-design*. Mas, nesse caso, apenas para taxas de juros abaixo de 6% é possível ter atratividade no investimento, ainda que de menos de 10% e só a partir de 2,2 anos de funcionamento do ciclo ORC.

Na segunda análise, com a condição de máxima produção de potência, é possível ter retorno sobre o investimento feito na aquisição e operação do sistema até para taxas de juros de 16% (Figura 6.7). Tal retorno aconteceria em, aproximadamente, 2,2 anos de operação da planta. Também, da Figura 6.8, o EPC ainda atinge sua estabilização a partir da metade do

segundo ano de operação e varia de 0,14 a 2,03 US\$/kWh à medida que se aumenta as taxas de juros.

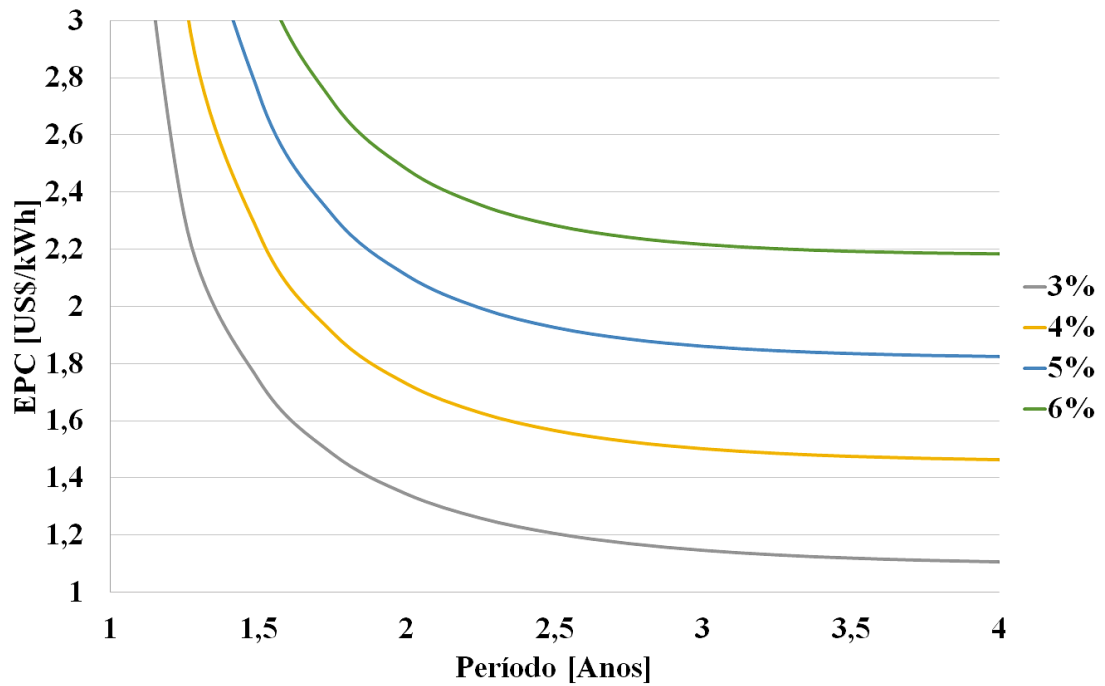


Figura 6.5 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

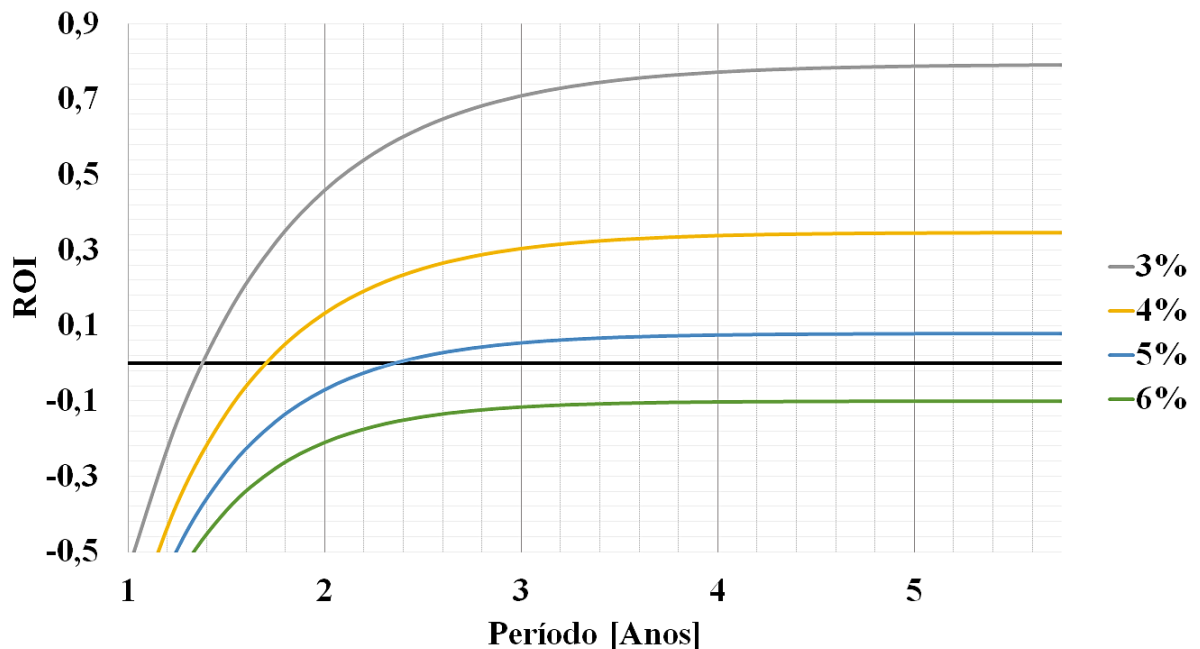


Figura 6.6 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de mínima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

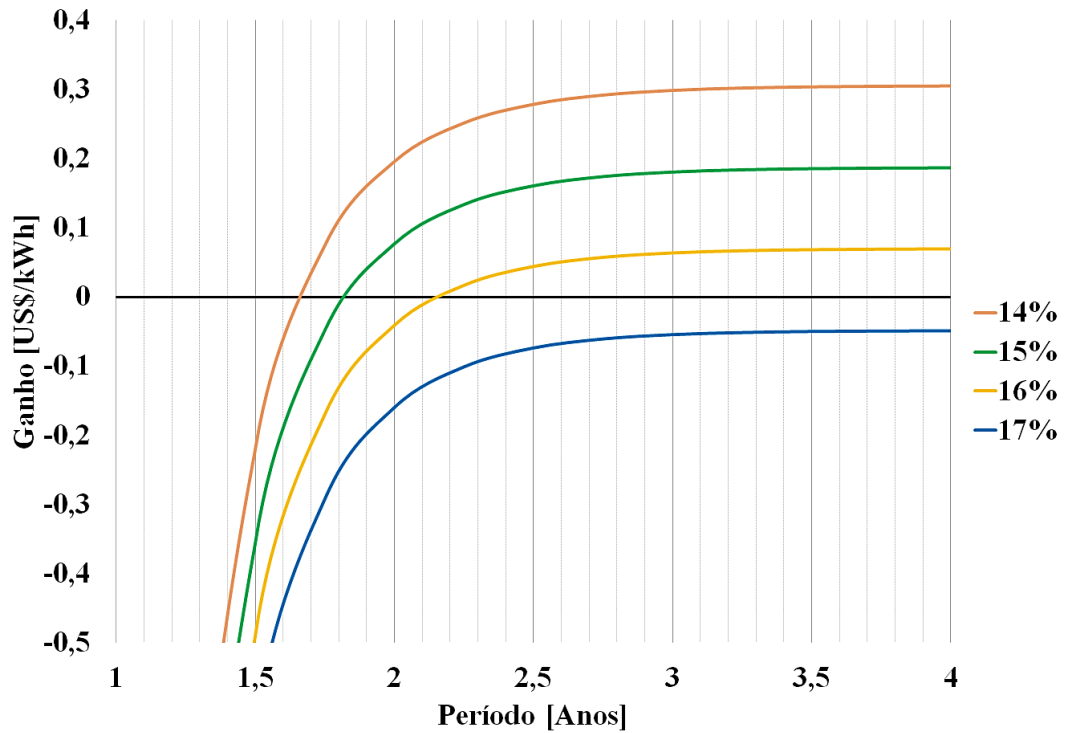


Figura 6.7 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

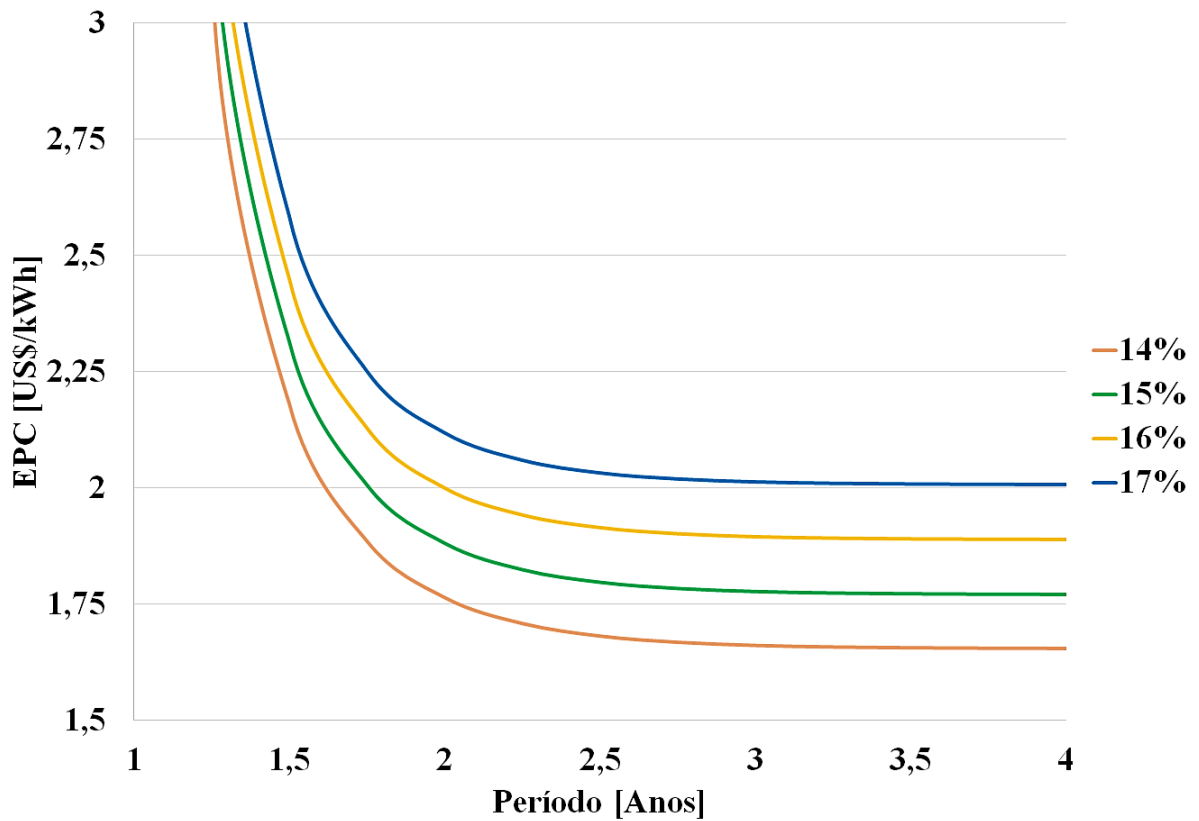


Figura 6.8 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

A atratividade do investimento varia de, aproximadamente, 7,5 a 15 vezes até o sexto ano de operação em uma taxa de juros de 1% (não mostrado na Figura 6.9 para não prejudicar a visualização dos demais dados). O ROI positivo do investimento mantém-se entre 0,04 e 7,20 para taxas de juros abaixo de 17%, até 1%, atingindo constância nos valores, em média, a partir de 2,5 anos de financiamento do ciclo, assim como os outros casos mostrados anteriormente.

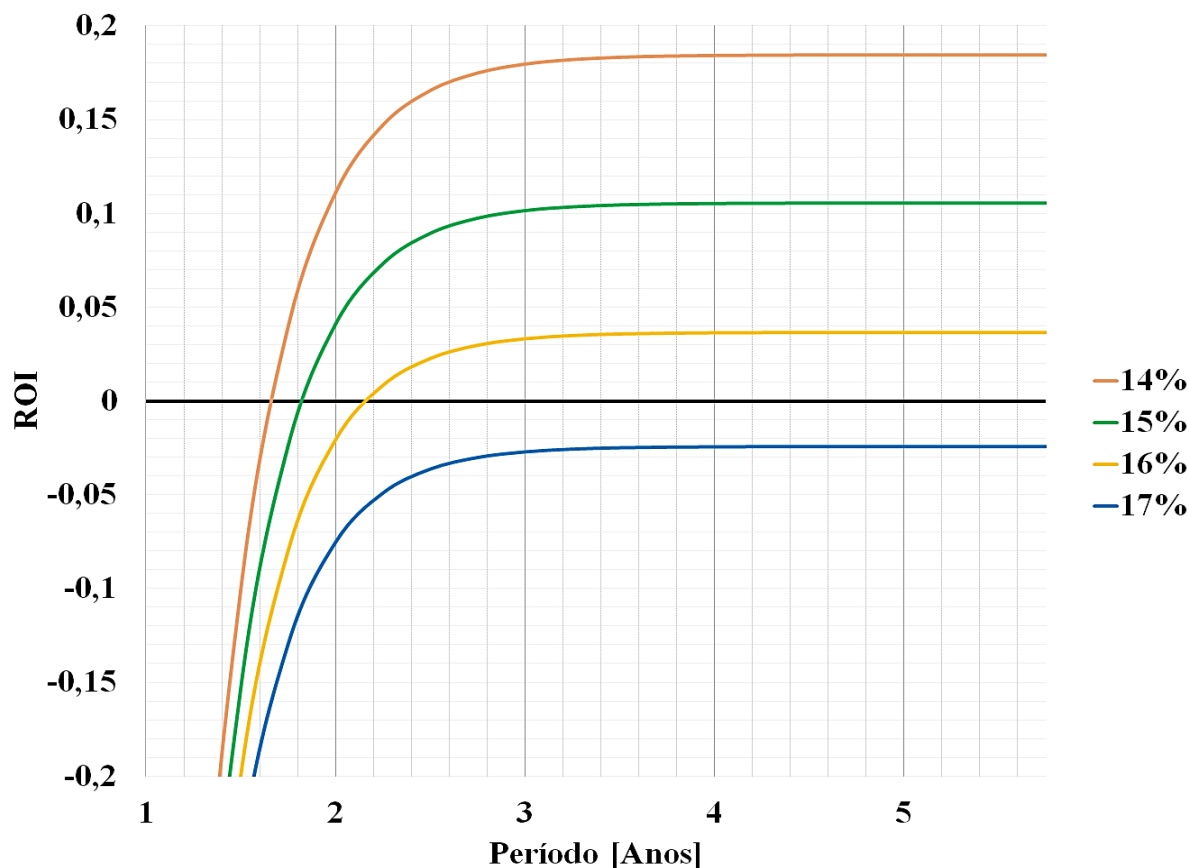


Figura 6.9 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e nas condições de máxima produção de potência do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

Contudo, a média de potência produzida pelo sistema, supondo tempo de operação uniforme em cada uma das possíveis condições de operação, é mostrada na terceira análise para o sistema *off-design*.

O comportamento médio do sistema é similar ao daquele nas condições de projeto, o que era esperado devido à baixa diferença entre a produção nos dois casos, apenas 0,87 kW separam as duas simulações. Ainda assim, Figura 6.10, o retorno financeiro para a máxima taxa de juros aceitável (9%) que possibilita o *payback*, acontece seis meses antes (em dois anos) nas condições médias do que na configuração de projeto. Vale mencionar que para taxas de juros de até 7%, a variação no tempo de retorno é pouco significativa (menos de um mês de diferença).

Da Figura 6.11, o EPC continua estável a partir da metade do segundo ano de operação e varia de 0,22 a 2,00 US\$/kWh à medida que se aumenta as taxas de juros, considerando apenas até a taxa que deixa de haver o retorno financeiro.

A taxa de atratividade (Figura 6.12) também mantém valores semelhantes aos do funcionamento *on-design*, com variação do lucro de, aproximadamente, 4 a 8,5 vezes o custo de produção da potência, até o sexto ano de operação, para uma taxa de juros de 1% (não representado na Figura 6.12). Para as taxas representadas, o ROI máximo, após quatro anos de financiamento, varia de 10% (taxa de juros de 9%) a 39% (taxa de juros de 7%). Para juros, aproximadamente, acima de 9% o empreendimento torna-se inviável.

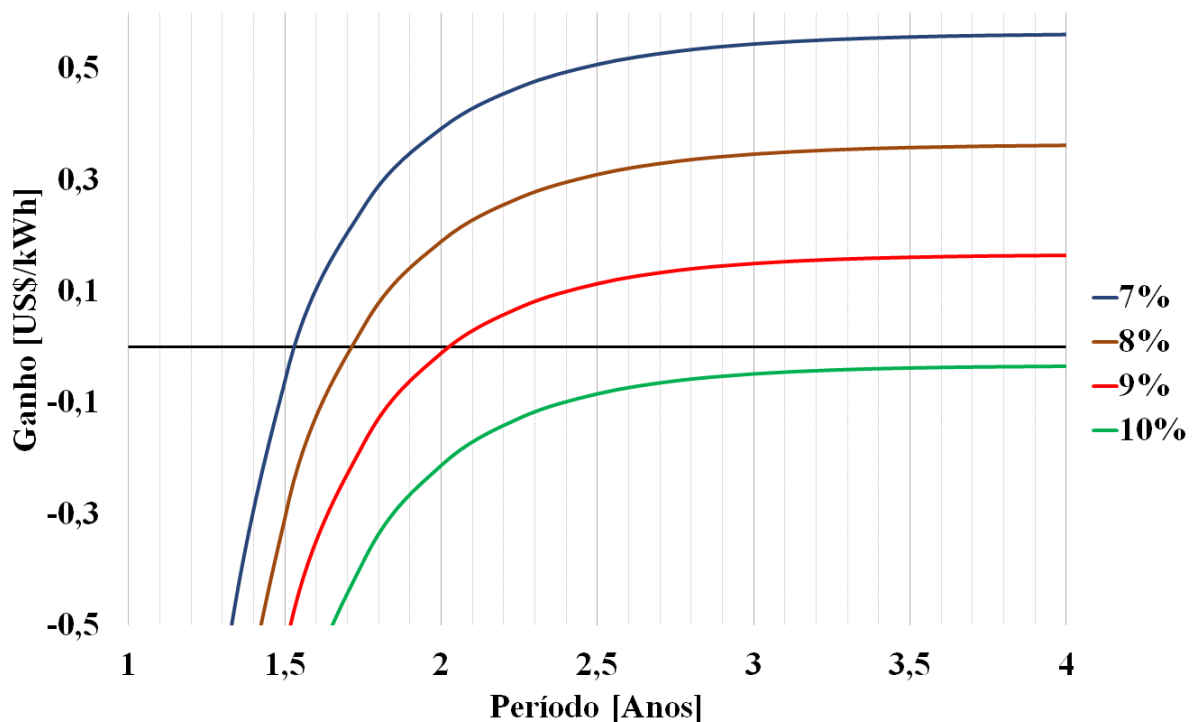


Figura 6.10 – Gráfico do retorno financeiro (payback) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

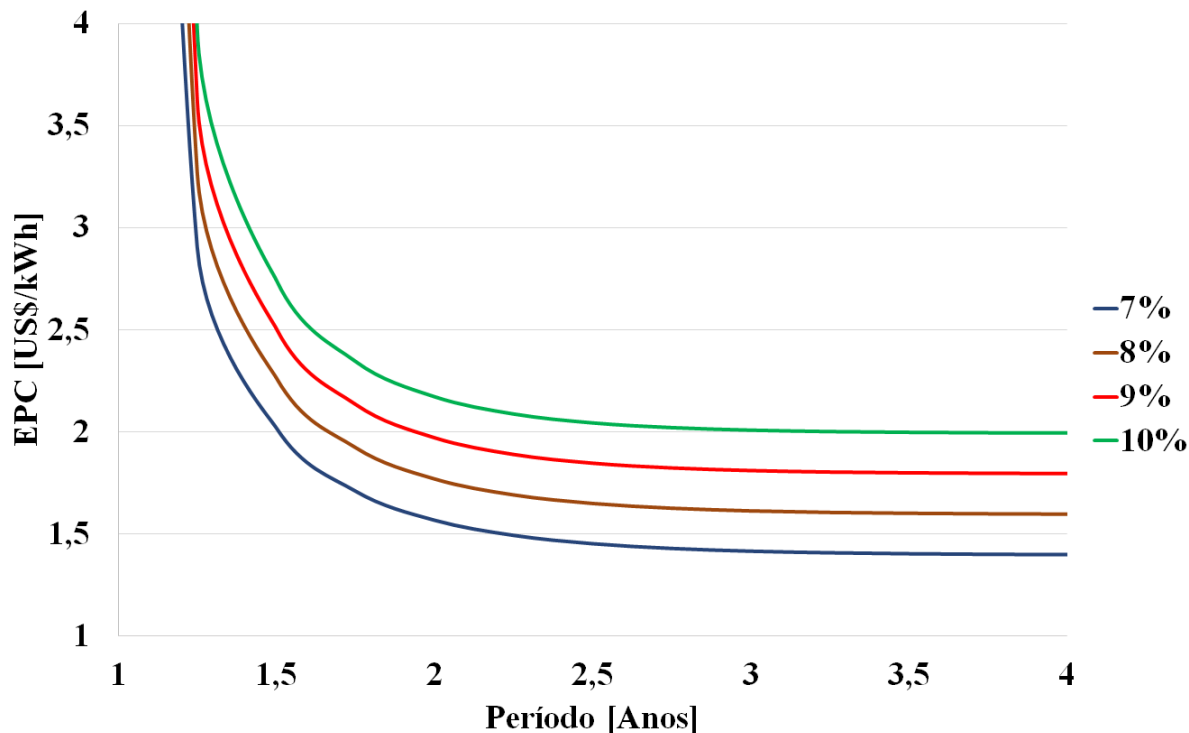


Figura 6.11 – Gráfico do custo da eletricidade produzida (EPC) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

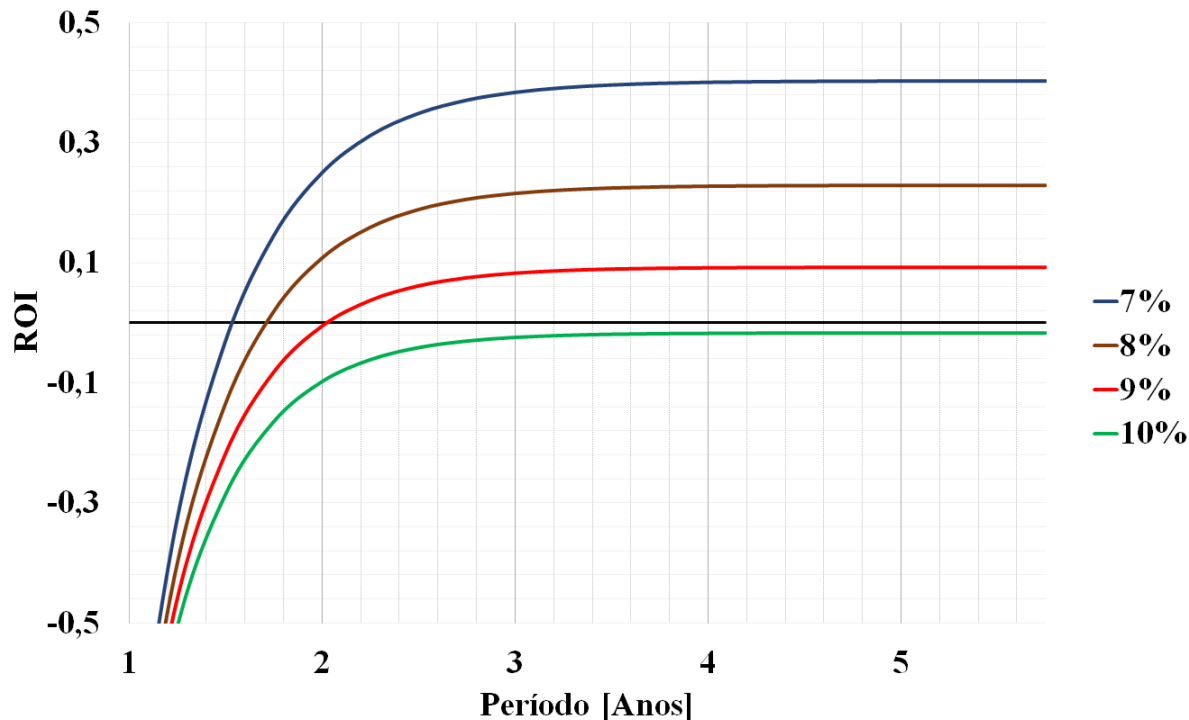


Figura 6.12 – Gráfico da taxa de atratividade (ROI) em função do tempo de financiamento do ciclo ORC para diferentes taxas de juros de investimento e na simulação para produção de potência média do sistema em funcionamento *off-design*.

FONTE: Próprio autor

7. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram realizadas análises paramétricas de um sistema ORC simples, que aproveita o calor residual dos gases de exaustão a alta temperatura de um MCI que funciona em cinco diferentes condições e produz de 117,7 a 258,3 kW de potência mecânica. Tais análises foram realizadas em regime permanente em condições *on-design*. Porém, na prática, esse tipo de funcionamento é raro. Os resultados obtidos nesta primeira etapa identificaram o ponto de operação para o ciclo de aproveitamento ORC, que melhor atende às especificações do gás de exaustão do motor, que foi simulado como fonte de calor para o ciclo.

Na segunda etapa, foram dimensionados os equipamentos do ciclo, com base do ponto de operação identificado na primeira etapa (ciclohexano como fluido de trabalho, pressão de evaporação em 3.870 kPa, pressão de condensação de 25 kPa e vazão mássica de 0,09 kg/s). A partir do projeto geométrico dos equipamentos, foram feitas simulações para o funcionamento fora da condição de projeto (*off-design*), com isso observou-se que a potência do ciclo, para todas as condições analisadas (diferentes pressões de evaporação, vazões e condições de entrada da fonte de calor) o sistema entregava, em média, 15,6 kW de potência a mais a planta de geração, com extremos de 8,6 e 26,3 kW, o que representa um aumento médio de 8,3% na eficiência e, conseqüentemente, a diminuição do consumo de combustível e poluição emitida. Também apresenta uma redução média na exergia destruída de 9,35%, com um pico máximo de 23,15%.

Na última etapa, foi estudada a viabilidade econômica do sistema proposto, nesse caso o custo de investimento foi calculado para as condições de projeto. Então, foram calculados os custos de produção de eletricidade (EPC), tempo de retorno de investimento (*payback*) e a taxa de atratividade do projeto (ROI). Foi observado que, em média, o sistema teria um custo e produção de, aproximadamente, 1,60 US\$/kWh (6,42 R\$/kWh) e um retorno do investimento em 2 anos de operação da planta, mais precisamente 1,89 anos. Enquanto a taxa de atratividade para o investimento seria estável a partir de dois anos e meio de funcionamento, no valor de, em média, 1,9% ao ano que pode ser considerado baixo quando comparado a outras classes de investimento.

Porém, vale mencionar que não foi feito nenhum tipo de estudo quanto ao ganho que poderia acontecer devido à publicidade, pelo uso de uma tecnologia que possibilita a diminuição de emissões de poluentes, consumo de combustíveis fósseis, entre outros. O chamado selo ESG (*Environmental, Social and Governance* – Meio Ambiente, Social e Governança) que pode promover a empresa ao patamar da busca pela sustentabilidade. Com isso, o ganho em

investimentos externos, devido à busca pela diminuição de práticas prejudiciais ao meio ambiente, poderia aumentar a taxa de atratividade a um valor mais interessante economicamente.

7.1 Trabalhos Futuros

Para dar continuidade a pesquisa mostrada na presente tese algumas abordagens podem ser interessantes, por exemplo:

- Definição de um ponto ótimo de funcionamento que absorveria quaisquer variações na fonte de calor e, ainda assim, possa produzir potência satisfatória e com a melhor relação custo-benefício.
- Análise do sistema em regime transiente, a fim de caracterizar maior proximidade com as condições reais de operação.
- Viabilidade econômica de implantação, também, com relação à publicidade gerada pelo investimento em tecnologias de sustentabilidade. Uma vez que há um movimento em direção da conversão das políticas empresariais em políticas ESG.
- Abordar mistura de fluido ao invés do funcionamento com um fluido apenas. Isso exploraria mais possibilidades de utilização do sistema ORC com intuito de buscar a melhor configuração possível para cada aplicação.

REFERÊNCIAS

ABOELWAFI O., FATEEN S.K., SOLIMAN A., ISMAIL I.M. **A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 82, p. 868-85, 2018.

ALAÉZ S.L.G., BRIZZI V., ALFANI D., SILVA P., GIOSTRI A., ASTOLFI M. **Off-design study of a waste heat recovery ORC module in gas pipelines recompression station.** Energy Procedia, v. 129, p. 567-574, 2017.

ALGIERI A., SEBO J. **Energetic Investigation of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the Exploitation of Low-Temperature Geothermal Sources – A possible application in Slovakia.** Procedia Computer Science 109C (2017) 833-840, 2017.

ALIAHMADI M., MOOSAVI A., SADRHOSSEINI H. **Multi-objective optimization of regenerative ORC system integrated with thermoelectric generators for low-temperature waste heat recovery.** Energy Reports, v. 7, p. 300-313, 2021.

ALSHAMMARIA F., KONTAKIOTISA A.K., PESIRIDISA A., GIANNAKAKIS P. **Off-design performance prediction of radial turbines operating with ideal and real working fluids.** Energy Conversion and Management, v. 171, p. 1430-1439, 2018.

ANEEL – Agência Nacional de Energia elétrica. www.relatorios.aneel.gov.br, 2020.

ARIYANFAR L., YARI M., ABDI E.A. **Proposal and performance assessment of novel combined ORC and HDD cogeneration systems.** Applied Thermal Engineering, v. 108, p. 296-311, 2016.

BADESCU V., ABOALTABOOQ M.H.K., POP H., APOSTOL V., PRISECARU M., PRISECARU T. **Avoiding malfunction of ORC-based systems for heat recovery from internal combustion engines under multiple operation conditions.** Applied Thermal Engineering, v. 150, p. 977-986, 2019.

BELLOS E., TZIVANIDIS C. **Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump.** Journal of Cleaner Production, v. 161, p. 493-509, 2017.

BENATO A., STOPPATO A., MIRANDOLA A., DEL MEDICO M. **Design and Off-Design Analysis of an ORC Coupled with a Micro-Gas Turbine**. Energy Procedia, v. 129, p. 551-558, 2017.

BERGMAN T.L., LAVINE A.S., INCROPERA F.P., DEWITT D.P. **Fundamentos da transferência de calor e de massa**. LTC, Gupo GEN, Rio de Janeiro, Brasil, 2014.

BIANCHI M., BRANCHINI L., DE PARCALE A., ORLANDINI V., OTTAVIANO S., PINELLI M., SPINA P.R., SUMAN A. **Experimental Performance of a Micro-ORC Energy System for Low Grade Heat Recovery**. Energy Procedia, v. 129, p. 899-906, 2017.

BICCA G.B. **Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubos**. Dissertação de mestrado, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Química, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, UFRS, 2006

BINA S.M. (a), JALILINASRABADY S., FUJII H. **Energy, economic and environmental (3E) aspects of internal heat exchanger for ORC geothermal power plants**. Energy, v. 140, p. 1096-1106, 2017.

BINA S.M. (b), JALILINASRABADY S., FUJII H. **Thermo-economic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust**. Geothermics, v. 70, p. 181-191, 2017.

BONILLA J., CALLE A., GARCÍA M.M.R, ROCA L., VALENZUELA L. **Study on shell-and-tube heat exchanger models with different degree of complexity for process simulation and control design**. Applied Thermal Engineering, v. 124, p. 1425-1440, 2017.

BOYAGHCHI F.A., SOHBATLOO A. **Assessment and optimization of a novel solar driven natural gas liquefaction based on cascade ORC integrated with linear Fresnel collectors**. Energy Conversion and Management, v. 162, p. 77-89, 2018.

BRAIMAKIS K. (a), KARELLAS S. **Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC)**. Energy, v. 149, p. 296-313, 2018.

BRAIMAKIS K. (b), KARELLAS S. **Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations**. Energy Conversion and Management, v. 159, p. 353-370, 2018.

BRITISH PETROLEUM COMPANY. **BP Statistical Review of World Energy**. 66^a ed., Junho de 2017.

BYRNE R.C. **Standards of the tubular exchangers manufacturers association**. TEMA inc., 10th ed, 2019.

CAO Y., DAI Y. **Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches**. *Energy Conversion and Management*, v. 135, p. 84-100, 2017.

CARRILLO R.A.M., **Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Radiais**. Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNIFEI como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Itajubá, agosto de 2010.

CHATZOPOULOUA M.A, LECOMPTE S., PAEPE M., MARKIDES C.N. **Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with different heat exchangers and volumetric expanders in waste heat recovery applications**. *Applied Energy*, v. 253, p. 113-442, 2019.

CHEMICAL ENGINEERING. www.chemengonline.com, 2018.

CHEN T., ZHUGE W., ZHANG Y., ZHANG L. **A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heatrecovery of truck diesel engines**. *Energy Conversion and Management*, v. 138, p. 210-223, 2017.

CHEW J. M., REDDY C.C.S., RANGAIAH G.P. **Improving energy efficiency of dividing-wall columns using heatpumps, Organic Rankine Cycle and Kalina Cycle**. *Chemical Engineering and Processing*, v.76, p.45-59, 2014.

CHINTALA V., KUMAR S., PANDEY J.K. **A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 81, p. 493-509, 2018.

CIOCCOLANTI L., VILLARINI M., TASCIONI R., BOOCI E. **Performance assessment of a solar trigeneration system for residential applications by means of a modelling study**. *Energy Procedia*, v. 126, p. 445-452, 2017.

DAI Y., WANG J., GAO L. **Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery.** Energy Conversion and Management, v. 50, p. 576-582, 2009.

DELIGANT M., DANIEL Q., BAKIR F. **Performance assessment of a standard radial turbine as turbo expander for an adapted solar concentration ORC.** Energy Procedia, v. 129, p. 1085-1092, 2017.

DICKES R., DUMONT O., DACCORD R., QUOILIN S., LEMORT V. **Modelling of organic Rankine cycle power systems in off-design conditions: An experimentally-validated comparative study.** Energy, v. 123, p. 710-727, 2017.

DICKES R., DUMONT O., LEMORT V. **Experimental assessment of the fluid charge distribution in an organic Rankine cycle (ORC) power system.** Applied Thermal Engineering, v. 179, p. 115689, 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional - Relatório Síntese - ano base 2017.** Rio de Janeiro, 2018.

FANG Y., YANG F., ZHANG H. **Comparative analysis and multi-objective optimization of organic Rankine cycle (ORC) using pure working fluids and their zeotropic mixtures for diesel engine waste heat recovery.** Applied Thermal Engineering, v. 157, p. 113704, 2019.

FENG H., CHEN L., WU Z., XIE Z. **Constructal design of a shell-and-tube heat exchanger for organic fluid evaporation process.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 131, p. 750-756, 2019.

FIASCHI D., MANFRIDA G., ROGAI E., TALLURI L. **Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites.** Energy Conversion and Management, v. 154, p. 503-516, 2017.

FLORES RA., JIMÉNEZ H.M.A., GONZÁLES E.P., URIBE L.A.G. **Aerothermodynamic design of 10 kW radial inflow turbine for an organic flashing cycle using low-enthalpy resources.** Journal of Cleaner Production, v. 251, p. 119713, 2020.

GARCIA S.I., GARCIA R.F., CARRIL J.C., GARCIA D.I. **A review of thermodynamic cycles used in low temperature recovery systems over the last two years.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 81, p. 760-767, 2018.

GRONIEWSKY A., GYÖRKE G., IMRE A.R. **Description of wet-to-dry transition in model ORC working fluids.** *Applied Thermal Engineering*, v. 125, p. 963-971, 2017.

HAMED M., FELLAH A., BRAHIM A.B. **Optimization of a solar driven absorption refrigerator in the transient regime.** *Applied Energy*, v. 92, p. 714-724, 2012.

HEBERLE F., HOFER M., BRUGGEMANN D. **A Retrofit for Geothermal Organic Rankine Cycles based on Concentrated Solar Thermal Systems.** *Energy Procedia*, v. 129, p. 629-699, 2017.

HU D., LI S., ZHENG Y., WANG J., DAI Y. **Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine Cycle for geothermal sources.** *Energy Conversion and Management*, v. 96, p. 175-187, 2015.

HU S., LI J., YANG F., YANG Z., DUAN Y. **How to design organic Rankine cycle system under fluctuating ambient temperature: A multi-objective approach.** *Energy Conversion and Management*, v. 224, p. 113331, 2020.

IBARRA M., ROVIRA A., CÉSAR D., PADILLA A. **Performance of an Organic Rankine Cycle with two expanders at off-design operation.** *Applied Thermal Engineering*, v. 149, p. 688-701, 2019.

KALINA J. **Techno-economic assessment of small-scale integrated biomass gasification dual fuel combined cycle power plant.** *Energy*, p. 141, v. 2499-2507, 2017.

KALINA J., SWIERZEWSKI M., SZEGA M. **Simulation based performance evaluation of biomass fired cogeneration plant with ORC.** *Energy Procedia*, v. 129, p. 660-667, 2017.

KARIMI S., MANSOURI S. **A comparative profitability study of geothermal electricity production in developed and developing countries: Exergoeconomic analysis and optimization of different ORC configurations.** *Renewable Energy*, v. 115, p. 600-619, 2018.

KIM D.K., LEE J.S., KIM J., KIM M.S., KIM M.S. **Parametric study and performance evaluation of an organic Rankine cycle (ORC) system using low-grade heat at temperatures below 80 °C.** Applied Energy, v. 189, p. 55-65, 2017.

KIM D.Y., KIM Y.T. **Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine for organic Rankine cycles.** Applied Thermal Engineering, v. 120, p. 549-559, 2017.

KRISTJANSDOTTIR K., SHAFIEE S., HVAM L., BONEV M., MYRODIA A. **Return on investment from the use of product configuration systems – A case study.** Computers in Industry, v. 100, p. 57-69, 2018.

LE V. L., KHEIRI A., FEIDT M., PELLOUX-PRAYER S. **Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid.** Energy, v.78, p.622-638, 2014.

LIU C., GAO T. **Off-design performance analysis of basic ORC, ORC using zeotropic mixtures and composition-adjustable ORC under optimal control strategy.** Energy, v. 171, p. 95-108, 2019.

LIU X., WEI M., YANG L., WANG X. **Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant.** Applied Thermal Engineering, v. 125, p. 153-164, 2017.

MANTEGAZZA P., GÓMEZ L.C., MAGAZONI F.C. **Modelagem de uma turbina radial para o ciclo de Rankine orgânico pelo método da linha média.** Revista Eletrônica Paulistana de Matemática, v. 10, 2017.

MENA B., VERA D., JURADO F., ORTEGA M. **Updraft gasifier and ORC system for high ash content biomass: A modelling and simulation study.** Fuel Processing Technology, v. 156, p. 394-406, 2017.

MIGNARD D. **Correlating the chemical engineering plant cost index with macro-economic indicators.** Chemical Engineering Research and Design, v.92, p.285-294, 2014.

MILANI R., SZKLO A., HOFFMANN B.S. **Hybridization of concentrated solar power with biomass gasification in Brazil's semiarid region.** Energy Conversion and Management, v. 143, p. 522-537, 2017.

MILCHEVA I., HEBERLE F., BRÜGGEMANN D. **Modeling and simulation of a shell-and-tube heat exchanger for Organic Rankine Cycle systems with double-segmental baffles by adapting the Bell-Delaware method.** v. 126, p. 507-517, 2017.

MIRZAEI M., AHMADI M.H, MOBIN M., NAZARI M.A., ALAYI R. **Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source.** Thermal Science and Engineering Progress, v. 5, p. 230-237, 2018.

MOHAMMADKHANI F., YARI M. **A 0D model for diesel engine simulation and employing a transcritical dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery from its exhaust and coolant: Thermodynamic and economic analysis.** Applied Thermal Engineering, v. 150, p. 329-347, 2019.

MONDEJAR M.E., AHLGREN F., THERN M., GENRUP M.. **Quasi-steady state simulation of an organic Rankine cycle for waste heat recovery in a passenger vessel.** Applied Energy, v. 185, p. 1324-1335, 2017.

MORAN M.J., SHAPIRO H.N. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** Editora LTC, Rio de Janeiro, 2009.

MOSAFFA A.H., MOKARRAM N.H., L. FARSHI G. **Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermalpower plants and LNG cold energy.** Geothermics, v. 65, p. 113-125, 2017.

NAMI H., NEMATI A., FARD F.J. **Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal driven dual fluid organic Rankine cycle (ORC).** Applied Thermal Engineering, v. 122, p. 59-70, 2017.

OLIVEIRA NETO R., SOTOMONTE C.A.R., CORONADO C.J.R., NASCIMENTO M.A.R. **Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle.** Energy Conversion and Management, v. 129, p. 168-179, 2016.

OZDEN E., TARI I. **Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger.** Energy Conversion and Management, v. 51, p. 1004-1014, 2010.

PANTALEO A.M., CAMPOREALE S.M., MILIOZZI A., RUSSO V., SHAH N., MARKIDES C. N. **Novel hybrid CSP-biomass CHP for flexible generation: Thermo-economic analysis and profitability assessment.** Applied Energy, v. 204, p. 994-1006, 2017.

PANTALEO A.M., FORDHAM J., OYEWUNMI O. A., MARKIDES C. N. **Intermittent waste heat recovery: Investment profitability of ORC cogeneration for batch, gas-fired coffee roasting.** Energy Procedia, v. 129, p. 575-582, 2017.

PENG N., WANG E., MENG F. **Off-design performance comparison of single-stage axial turbines using CO₂ and zeotropic mixture for low-temperature heat source.** Energy Conversion and Management, v. 213, p. 112838, 2020.

PETROLLESE M., COCCO D. **Robust optimization for the preliminary design of solar organic Rankine cycle (ORC) systems.** Energy Conversion and Management, v. 184, p. 338-349, 2019.

PING X., YANG F., ZHANG H, ZHANG W., ZHANG J., SONG G., WANG C., YAO B., WU Y. **Prediction and optimization of power output of single screw expander in organic Rankine cycle (ORC) for diesel engine waste heat recovery.** Applied Thermal Engineering, v. 182, p. 116048, 2021.

RAHBAR K., MAHMOUD S., AL-DADAH R.K., MOAZAMI N. **Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine.** Energy Conversion and Management, v. 91, p. 186-198, 2015.

RAJABLOO T. **Thermodynamic study of ORC at different working and peripheral conditions.** Energy Procedia, v. 129, p. 90-96, 2017.

RAMIREZ M., EPELDE M., ARTECHE M.G., PANIZZA A., HAMMERSCHMID A., BARESI M., MONTIN. **Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mil.** Energy Procedia, v. 129, p. 535-542, 2017.

RAY S., DAS G. **Process Equipment and Plant Design – Principles and Practices.** Elsevier, 2020.

RECH S., ZANDARIN S., LAZZARETTO A., FRANGOPOULOS C. A. **Design and off-design models of single and two-stage ORC systems on board a LNG carrier for the search of the optimal performance and control strategy.** Applied Energy, v. 204, p. 221-241, 2017.

SADREDDINI A., FANI M., AGHDAM M.A., MOHAMMADI A. **Exergy analysis and optimization of a CCHP system composed of compressed air energy storage system and ORC cycle.** Energy Conversion and Management, v. 157, p. 111-122, 2018.

SARMIENTO A.L.E., CAMACHO R.G.R., OLIVEIRA W., VEL´ASQUEZ E.I.U., MURTHI M., GAUTIER N.J.D. **Design and off-design performance improvement of a radial-inflow turbine for ORC applications using metamodels and genetic algorithm optimization.** Applied Thermal Engineering, v. 183, p. 116197, 2021.

SCHUSTER S., MARKIDES C.N., WHITE A.J. **Design and off-design optimisation of an organic Rankine cycle (ORC) system with an integrated radial turbine model.** Applied Thermal Engineering, v. 174, p. 115-192, 2020.

SEYEDKAVOOSI S., JAVAN S., KOTA K. **Exergy-based optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery from an internal combustion engine (ICE).** Applied Thermal Engineering, v. 126, p. 447-457, 2017.

SHAH R.K., SEKULIC D.P. **Fundamentals of heat exchange design.** John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, New Jersey, EUA, 2003.

SHEN G., YUAN F., LI Y., LIU E. **The energy flow method for modeling and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) systems.** Energy Conversion and Management, v. 199, p. 111958, 2019.

SHIA L., SHUA C., TIANA H., DENG S. **A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR).** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 92, p. 95-110, 2018.

SILVA J.B.C. **Pré-projeto de rotores de máquinas de fluxo geradoras radiais.** Universidade Estadual Paulista–UNESP, Campus de Ilha Solteira–Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica–DEM. Ilha Solteira, novembro de 2000.

SONG J., GU C., REN X.. **Parametric design and off-design analysis of organic Rankine cycle (ORC) system**. Energy Conversion and Management, v. 112, p. 157-165, 2016.

SOTOMONTE C.A.R. **Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo rankine orgânico**. Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Tese de Doutorado, 2015.

THULUKKANAM K. **Heat Exchanger Design Handbook**. CRC Press – Taylor & Francis Group, 6000 Broken Sound Parkway NW, 2013.

TIAN 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.

TIWARI D., SHERWANI A. F., ATHEYAYA D., ARORA A. **Energy and exergy analysis of solar driven recuperated organic Rankine cycle using glazed reverse absorber conventional compound parabolic concentrator (GRACCPC) system**. Solar Energy, v. 155, p. 1431-1442, 2017.

TOFFOLO A., LAZZARETTO A., MANENTE G., MARCO PACI M. **A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems**. Applied Energy, v.121, p.219-232, 2014.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC. **Standards of the tubular exchanger manufacturers association**. 25 North Broadway Tarrytown, New York, 2019.

TURTON R., BAILIE R. C., WHITING W. B., SHAEIMITZ J. A. **Synthesis and Design of Chemical Processes**. 3ª Edição, 2008.

URIS M., LINARES J. I., ARENAS E. **Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain**. Energy, v. 133, p. 969-985, 2017.

VALENCIA G., FONTALVO A., FORERO J.D. **Optimization of waste heat recovery in internal combustion engine using a dual-loop organic Rankine cycle: Thermo-economic**

and environmental footprint analysis. Applied Thermal Engineering, v. 182, p. 116109, 2021.

VATAVUK W. M. **Review of Chemical Engineering Plant Cost Index – CEPCI.** 2002.

VO T.Q., KIM H.S., LEE B.R. **Propulsive Velocity Optimization of 3-Joint Fish Robot Using Genetic-Hill Climbing Algorithm.** Journal of Bionic Engineering, v. 6, p. 415-429, 2009.

WANG E.H., ZHANG H.G., FAN B.Y., OUYANG M.G., ZHAO Y., MU Q.H. **Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery.** Energy, v. 36, p. 3406-3418, 2011.

WANG J., YAN Z., WANG M., LI M., DAI Y. **Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm.** Energy Conversion and Management, v. 71, p. 146-158, 2013.

WANG L., BU X, LI H. **Multi-objective optimization and off-design evaluation of organic rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat recovery.** Energy, v. 203, p. 117-809, 2020.

WANG X., WANG R., JIN M., SHU G., TIAN H. **Jiaying Pan. Control of superheat of organic Rankine cycle under transient heat source based on deep reinforcement learning.** Applied Energy, v. 278, p. 115637, 2020.

WEI Z. **Meanline analysis of radial inflow turbines at design and off-design conditions.** A thesis submitted to the Faculty of Graduate and Postdoctoral Affairs in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Applied Science in Aerospace Engineering Ottawa-Carleton Institute for Mechanical & Aerospace Engineering Department of Mechanical & Aerospace Engineering Carleton University Ottawa, Ontario, Canada, 2014.

WHITE M. **The design and analysis of radial inflow turbines implemented within low temperature organic Rankine cycles.** Submitted for the degree of Doctor of Philosophy City University London School of Mathematics, Computer Science & Engineering Department of Mechanical Engineering & Aeronautics, september 2015.

WHITE M.T., OYEWUNMI O.A., CHATZOPOULOU M.A., PANTALEO A.M., HASLAM A.J., MARKIDES C.N. **Integrated computer-aided working-fluid design and thermoeconomic ORC system optimisation**. Energy Procedia, v. 129, p. 152-159, 2017.

WILAILAK S., YANG J.H, HEO C.G., KIM K.S., BANG S.K., SEO I.H., ZAHID U., LEE C.J. **Thermo-economic analysis of Phosphoric Acid Fuel-Cell (PAFC) integrated with Organic Ranking Cycle (ORC)**. Energy, v. 220, 119744, 2021.

XU M., WANG X., WANG Z., ZHAO P., DAI Y. **Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system**. Applied Thermal Engineering, v. 183, p. 116153, 2021.

YAGLI H., KOÇ Y., KALAY H. **Optimisation and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC) used as a bottoming cycle in a cogeneration system producing steam and power**. Sustainable Energy Technologies and Assessments, v. 44, p. 100985, 2021.

YAGLI H., KOÇ Y., KOÇ A., GOORGÜLÜ A., TANDIROGLU A. **Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat**. Energy, v. 111, p. 923-932, 2016.

YANG F., CHO H., ZHANG H., ZHANG J. **Thermoeconomic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery**. Applied Energy, v. 205, p. 1100-1118, 2017.

YANG F., ZHANG H., YU Z., WANG E., MENG F., LIU H., WANG J. **Parametric optimization and heat transfer analysis of a dual loop ORC (organic Rankine cycle) system for CNG engine waste heat recovery**. Energy, v. 118, p. 753-775, 2017.

YANG J., FAN A., LIU W., JACOBI A.M. **Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory**. Energy Conversion and Management, v. 78, p. 468-476, 2014.

YOON S.Y., KIM M.J., KIM I.S., KIM T.S. **Comparison of micro gas turbine heat recovery systems using ORC and trans-critical CO₂ cycle focusing on off-design performance**. Energy Procedia, v. 129, p. 987-994, 2017.

YU G., SHU G., TIAN H., WEI H., LIU L. **Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE)**. Energy, v. 51, p. 281-290, 2013.

YU H., FENG X., WANG W. **A new pinch based method for simultaneous selection of working fluid and operating conditions in an ORC (Organic Rankine Cycle) recovering waste heat**. Energy, v. 90, p. 36-46, 2015.

YU W., XU Y., WANG H., GE Z., WANG J., ZHU D., XIA Y. **Thermodynamic and thermoeconomic performance analyses and optimization of a novel power and cooling cogeneration system fueled by low-grade waste heat**. Applied Thermal Engineering, v. 179, p. 115667, 2020.

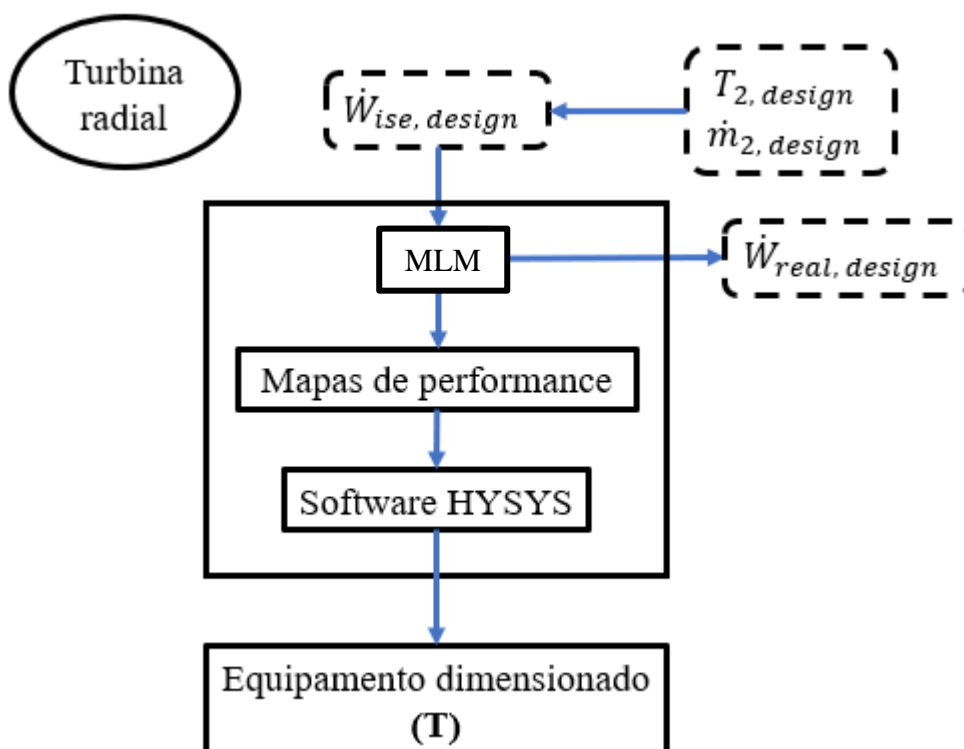
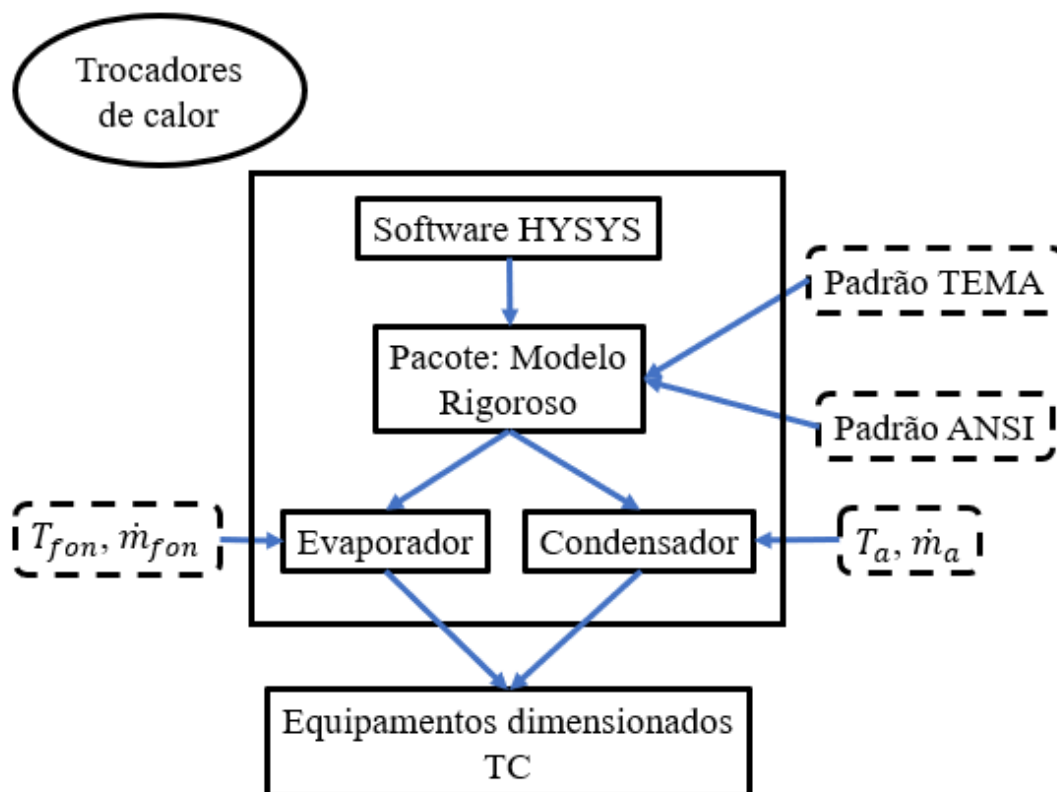
ZHAO M. (a), WEI M., SONG P., LIU Z., TIAN G. **Performance evaluation of a diesel engine integrated with ORC system**. Applied Thermal Engineering, v. 115, p. 221-228, 2017.

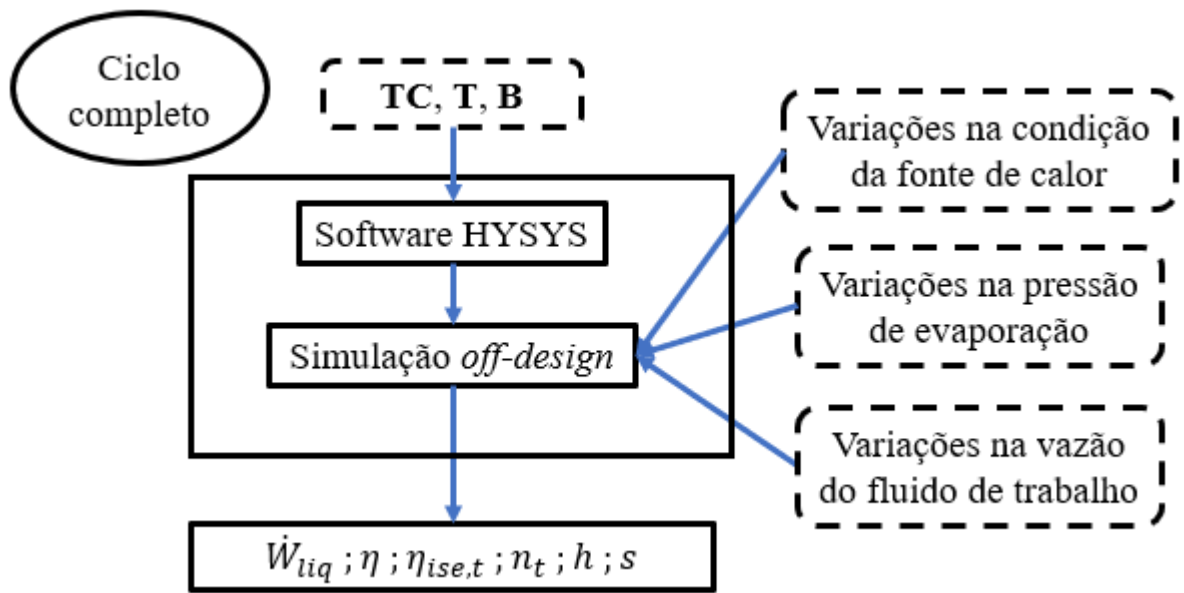
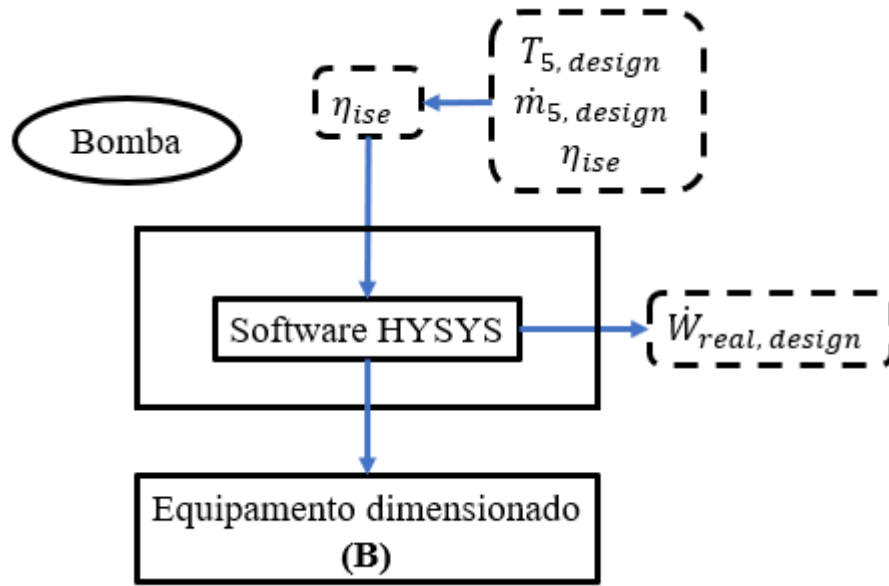
ZHAO M. (b), WEI M., SONG P., LIU Z., WANG Z. **Effects of the ORC operating conditions on the engine performance for an engine-ORC combined system**. Energy Procedia, v. 105, p. 662-667, 2017.

ZHU Y., LI W., SUN G. **Thermodynamic analysis of evaporation temperature glide of zeotropic mixtures on the ORC-CCHP system integrated with ejector and heat pump**. Energy Procedia, v. 158, p. 1632-1639, 2019.

ANEXO A

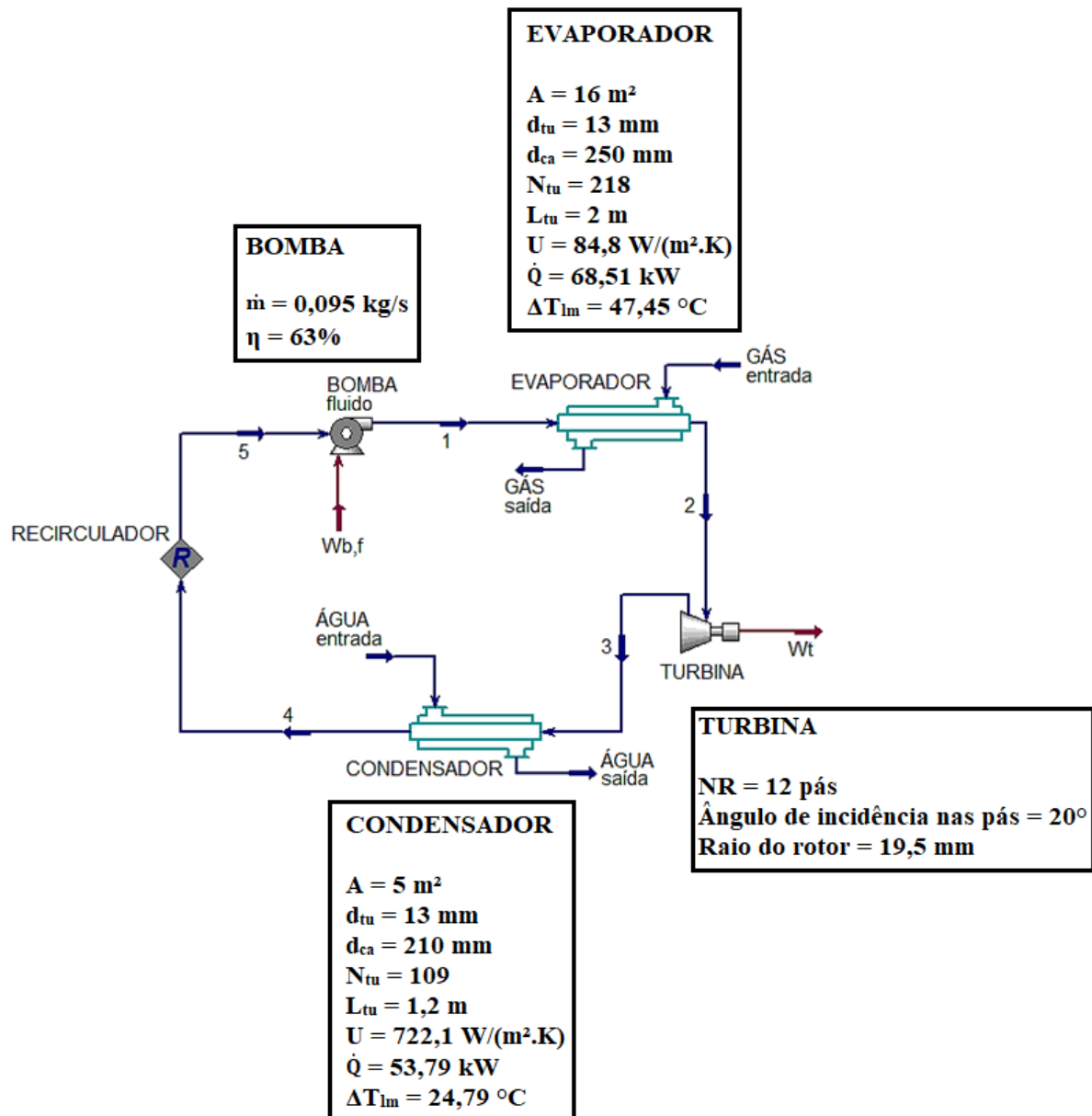
Método de dimensionamento dos equipamentos do ciclo ORC para análise *off-design*.





ANEXO B

Principais características dos equipamentos do ciclo ORC simulado em regime *off-design*.



Principais parâmetros termodinâmicos para o ciclo funcionando em condição de projeto:

- Fonte de calor na condição C5;
- Pressão de evaporação de 3.500 kPa;
- Vazão do fluido de trabalho de 0,095 kg/s;
- Eficiência isentrópica da bomba como 63%;
- Pressão de condensação em 25 kPa.

