

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS- GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico
para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas
com Motores de Combustão Interna**

LETÍCIA COSTA RIBEIRO

Vitória, Março de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico
para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas
com Motores de Combustão Interna**

Autora: Letícia Costa Ribeiro

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Coorientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli

Vitória, Março de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico
para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas
com Motores de Combustão Interna**

Autora: **Letícia Costa Ribeiro**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Coorientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

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

Vitória, Março de 2017

E.S – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico
para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas
com Motores de Combustão Interna**

Autora: **Letícia Costa Ribeiro**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Coorientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Composição da banca examinadora:

Prof. Dr. Helder Roberto de Oliveira Rocha, Examinador Externo – PPGEE/UFES

Prof. Dr. Marcio Ferreira Martins, Examinador Interno – PPGEM/UFES

Prof. Dr. Wellington Betencurte da Silva, Examinador Interno – PPGEM/UFES

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, Coorientador – DEM/UFES

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, Orientador – PPGEM/UFES

Dedicatória

Aos meus pais, à minha irmã e a todos os amigos que me apoiaram durante este trabalho.

Agradecimentos

Aos meus pais e à minha irmã por sempre me apoiarem em todas as minhas decisões. Aos amigos que estiveram ao meu lado nessa caminhada. Aos colegas da equipe SOWRICE, em especial ao Leonardo Rodrigues de Araújo e ao Marcelo Aiolfi Barone pelos conselhos e trabalho em equipe.

Aos meus orientadores José Joaquim Conceição Soares Santos e João Luiz Marcon Donatelli por todo o apoio e suporte proporcionado no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFES por toda a base necessária à minha formação, e à CAPES e à TEVISA pela oportunidade e apoio financeiro.

“Aprender é a única coisa de que a mente nunca
se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.
”

Leonardo da Vinci

Resumo

RIBEIRO, L. C. (2017), Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna, Vitória, 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

A recuperação de resíduos térmicos ou WHR (do inglês *waste heat recovery*) utiliza o calor que normalmente é descartado por um sistema térmico, e o transforma em uma forma útil de energia. Entre seus benefícios estão: energia adicional livre de CO₂, aumento da eficiência do processo e economia de combustível. Uma das alternativas para recuperar resíduos térmicos é a aplicação de Ciclos Rankine Orgânicos, de modo a gerar mais potência sem aumentar o consumo de combustível, o que ocasionará um aumento na eficiência energética e ambiental. Neste trabalho de dissertação, é realizado a modelagem e otimização utilizando o *software* EES (*Engineering Equation Solver*) para aproveitar o calor proveniente de dois rejeitos térmicos, água de resfriamento e gás de exaustão, dos motores de combustão interna (MCI) de uma termelétrica utilizando ciclos Rankine orgânicos, com duas opções de configurações, com e sem regeneração. A otimização realizada é termoeconômica e paramétrica com o objetivo de minimizar o custo da potência gerada, e selecionar qual o fluido de trabalho que produz potência com menor custo. Para tanto, são realizadas modelagens termodinâmica e econômica para este trabalho, que levam em conta cinco variáveis de decisão, dentre elas os rendimentos isentrópicos da bomba e turbina. A principal contribuição deste trabalho é obter e ajustar equações de custo capazes de responder a essas variáveis. Os resultados mostraram que os ciclos regenerativos, para ambas as fontes de calor, apesar de aumentar a eficiência do ciclo produzem uma potência mais cara do que o ciclo simples. Na condição ótima é possível obter um aumento em torno de 7% a potência gerada pela termelétrica.

Palavras-chave

Ciclo Rankine Orgânico, Otimização Termoeconômica, Motor de Combustão Interna, Recuperação de Calor

Abstract

RIBEIRO, L. C. (2017), Determination of the optimum configuration of the Organic Rankine cycle for Waste Heat Recovery in Thermoelectric Plants with Internal Combustion Engines, Vitória, 108p. M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

The Waste Heat Recovery (WHR) uses the heat that is normally discarded by a thermal system, and turns it into a useful form of energy. Among its benefits are: additional CO₂-free energy, increased process efficiency and fuel economy. One of the alternatives to recover thermal waste is the application of Organic Rankine Cycles, in order to generate more power without increasing fuel consumption, which will lead to an increase in energy and environmental efficiency. In this work, the modeling and optimization is performed using the Engineering Equation Solver (EES) software to recovery the heat from two thermal rejects, cooling water and exhaust gas, from the internal combustion engines (ICE) of a thermoelectric plant using Organic Rankine Cycles, with two configuration options, with and without regeneration. The optimization performed is thermoeconomic and parametric with the objective of minimizing the cost of the power generated, and selecting which working fluid produces power at a lower cost. For this, thermodynamic and economical modeling are performed, for five decision variables, among them the isentropic efficiency of the pump and turbine. The main contribution of this work is to obtain and adjust cost equations capable of responding to these variables. The results showed that regenerative cycles for both heat sources, despite increasing cycle efficiency, produce a more expensive power than the cycle without regeneration. In the optimum condition, it is possible to obtain an increase of around 7% in the power generated by the thermoelectric plant.

Keywords

Organic Rankine Cycle; Thermoeconomic Optimization; Diesel Engines; Waste Heat Recovery

Lista de Figuras

<i>Figura 1.1 - Fluxo de Energia em um MCI</i>	17
<i>Figura 2.1 - Componentes do Ciclo Rankine Orgânico</i>	22
<i>Figura 2.2: Tipos de Fluidos de Trabalho</i>	25
<i>Figura 2.3 – Configurações de ORC. (a) Regenerativo; (b) Com Pré-aquecimento e (c) Múltiplos Níveis de Pressão.</i>	29
<i>Figura 2.4 – ORCs aplicados a MCI. (a) Configuração 1 e (b) Configuração 2.</i>	30
<i>Figura 2.5 – ORC em cascata.</i>	30
<i>Figura 2.6: Fluido Puro e Mistura Azeotrópica</i>	31
<i>Figura 2.7: Transferência de Calor para Ciclos Subcríticos e Supercríticos</i>	32
<i>Figura 3.1 - Motor W20V32</i>	37
<i>Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.</i>	37
<i>Figura 3.3 - Visão Geral dos Equipamentos Auxiliares e Subsistemas do Motor.</i>	39
<i>Figura 3.4 - Esquema do Sistema de Resfriamento.</i>	40
<i>Figura 3.5 - Representação da UG</i>	42
<i>Figura 3.6 - Disposição dos ORCs acoplados a um MCI da UTE Viana</i>	44
<i>Figura 4.1 – Ciclo Rankine Orgânico Simples</i>	49
<i>Figura 4.2 – Diagrama T – s do Ciclo Rankine Orgânico Simples</i>	49
<i>Figura 4.3 – Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo</i>	55
<i>Figura 4.4 – Diagrama T – s do Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo</i>	56
<i>Figura 4.5 - Custo da Bomba Zare (2015) versus Eficiência Isentrópica</i>	62
<i>Figura 4.6 - Custo da Turbina Zare (2015) versus Eficiência Isentrópica</i>	62
<i>Figura 4.7 - Custo de aquisição da bomba versus eficiência isentrópica.</i>	65
<i>Figura 4.8 - Custo da Turbina versus a Eficiência.</i>	65
<i>Figura 4.9 - Comparação entre os valores de custo da Turbina encontrados utilizando as equações do Zare (2015) e Frangopoulos (1991) Adaptada para diversos valores de eficiência.</i>	66
<i>Figura 4.10 - Comparação entre os valores de custo da Bomba encontrados utilizando as equações do Zare (2015) e Frangopoulos (1991) Adaptada para diversos valores de eficiência.</i>	66
<i>Figura 4.11 - Custo de aquisição da bomba versus vazão mássica.</i>	67
<i>Figura 4.12 - Custo de aquisição da bomba versus diferença de pressão.</i>	67
<i>Figura 4.13 - Custo de aquisição da turbina versus vazão mássica.</i>	68
<i>Figura 4.14- Custo de aquisição da turbina versus relação de pressão.</i>	68
<i>Figura 4.15 - Área do trocador de calor versus diferença média de temperatura logarítmica.</i>	69
<i>Figura 4.16 - Área do trocador de calor versus temperatura de pinch point.</i>	69
<i>Figura 4.17 - Custo de aquisição do trocador de calor versus área.</i>	70
<i>Figura 5.1 – Variação da função objetivo ao longo da otimização do ORC simples com água de resfriamento como fonte de calor</i>	76
<i>Figura 5.2 – Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho</i>	76

<i>Figura 5.3 - Variação das áreas normatizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>77</i>
<i>Figura 5.4 - Variação das potências normatizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>77</i>
<i>Figura 5.5 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>78</i>
<i>Figura 5.6 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para o ORC regenerativo com água de resfriamento como fonte de calor</i>	<i>80</i>
<i>Figura 5.7 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>80</i>
<i>Figura 5.8 - Variação das áreas normatizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>81</i>
<i>Figura 5.9 - Variação das potências normatizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>81</i>
<i>Figura 5.10 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho</i>	<i>82</i>
<i>Figura 5.11 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para o ORC simples com gás de exaustão como fonte de calor</i>	<i>84</i>
<i>Figura 5.12 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>84</i>
<i>Figura 5.13 - Variação das áreas normatizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>85</i>
<i>Figura 5.14 - Variação das potências normatizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>85</i>
<i>Figura 5.15 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>86</i>
<i>Figura 5.16 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para ORC regenerativo com gás de exaustão como fonte de calor</i>	<i>88</i>
<i>Figura 5.17 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>88</i>
<i>Figura 5.18 - Variação das áreas normatizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>89</i>
<i>Figura 5.19 - Variação das potências normatizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>89</i>
<i>Figura 5.20 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho</i>	<i>90</i>
<i>Figura 6.1 - Custo da Eletricidade versus Geração ou Eficiência Elétrica</i>	<i>94</i>

Lista de Tabelas

<i>Tabela 2.1 Vantagens e Desvantagens do ORC quando comparado com o ciclo Rankine convencional.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.....</i>	<i>38</i>
<i>Tabela 3.2 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador.....</i>	<i>41</i>
<i>Tabela 3.3 - Parâmetros dos Gases de Exaustão</i>	<i>41</i>
<i>Tabela 3.4 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores.</i>	<i>42</i>
<i>Tabela 3.5 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabela 3.6 Quantidade de calor disponível para ser aproveitado para cada uma das fontes</i>	<i>44</i>
<i>Tabela 3.7 Potência Máxima possível de ser gerada por cada uma das fontes considerando ciclo reversível.....</i>	<i>45</i>
<i>Tabela 4.1 Funções de Custo de cada Equipamento</i>	<i>61</i>
<i>Tabela 4.2 - Constantes da Equação de Custo da Turbina.</i>	<i>64</i>
<i>Tabela 4.3 - Constantes da Equação de custo da Bomba.</i>	<i>64</i>
<i>Tabela 4.4. Variáveis de decisão e seus limites inferior e superior para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabela 4.5. Variáveis de decisão e seus limites inferior e superior para os gases de exaustão como fonte de calor.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabela 5.1 – Média e desvio padrão dos resultados ótimos obtidos nos testes com ORC sem regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>74</i>
<i>Tabela 5.2 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão e da função objetivo para ORC sem regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>75</i>
<i>Tabela 5.3 – Média dos valores ótimos de outros parâmetros para o ORC sem regenerador tendo água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>75</i>
<i>Tabela 5.4 - Média e desvio padrão dos resultados obtidos nos testes com ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor</i>	<i>78</i>
<i>Tabela 5.5 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabela 5.6 – Média dos valores ótimos das variáveis para o ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabela 5.7 - Média dos resultados obtidos nos testes com ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor</i>	<i>82</i>
<i>Tabela 5.8 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.</i>	<i>83</i>
<i>Tabela 5.9 - Média dos valores ótimos de outros parâmetros para o ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.</i>	<i>83</i>
<i>Tabela 5.10 - Média dos resultados obtidos nos testes com ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.....</i>	<i>86</i>

<i>Tabela 5.11 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC com regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.</i>	<i>87</i>
<i>Tabela 5.12 – Média dos valores ótimos de outros parâmetros do ORC com regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.</i>	<i>87</i>

Simbologia

Símbolos

A - área de transferência de calor

c_p - calor específico à pressão constante

h - entalpia específica [kJ/kg]

$\dot{m}$ - vazão mássica [kg/s]

P - pressão [bar]

$\dot{Q}$ - taxa de transferência de calor [kJ/s]

T - temperatura [°C]

U - coeficiente global de transferência de calor

$\dot{W}$ - potência [kW]

$\dot{Z}$ - taxa de custo (\$/s)

Z - custo de compra do componente (\$)

Letras Gregas

Δ - variação

η - eficiência

Φ - fator de manutenção

Subscritos

cond - condensador

evap - evaporador

b - bomba

t - turbina

FQ - fonte quente

FF - fonte fria

liq - líquido

e - entrada

s - saída

orc - ciclo Rankine orgânico

Lista de Abreviaturas

MCI – Motor de Combustão Interna

EES - *Engineering Equation Solver*

WHR – *Waste Heat Recovery*

CHP - *Combined Heat and Power*

Sumário

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	15
1.1. MOTIVAÇÃO	18
1.2. OBJETIVOS	19
1.3. ESTRUTURA.....	19
CAPÍTULO 2 CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	21
2.1. CICLO RANKINE ORGÂNICO SIMPLES.....	21
2.2. MÉTODO DE SELEÇÃO DO FLUIDO DE TRABALHO	24
2.3. MELHORIAS DO CICLO	28
2.4. MODELOS COMERCIAIS	32
2.5. ALGUNS RESULTADOS DA APLICAÇÃO DO ORC À MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	34
CAPÍTULO 3 APRESENTAÇÃO DO ESTUDO DE CASO.....	36
3.1. DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMOELÉTRICA ESTUDADA.....	36
3.1.1. <i>Sistema de Exaustão de Gases.....</i>	<i>39</i>
3.1.2. <i>Sistema de Água de Resfriamento</i>	<i>40</i>
3.2. CALOR DISPONÍVEL PARA SER RECUPERADO.....	41
3.2.1. <i>Esquema Proposto para Aproveitamento de Calor</i>	<i>44</i>
3.2.2. <i>Potencial Máximo de Recuperação</i>	<i>44</i>
CAPÍTULO 4 MODELAGEM E FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO	46
4.1. FUNÇÃO OBJETIVO E VARIÁVEIS DE DECISÃO	46
4.2. MODELAGEM TERMODINÂMICA.....	48
4.2.1. <i>ORC Simples.....</i>	<i>49</i>
4.2.2. <i>ORC Regenerativo</i>	<i>55</i>
4.3. MODELO ECONÔMICO UTILIZADO	60
4.4. RESTRIÇÕES E LIMITES	70
4.5. RESOLUÇÃO DO PROBLEMA PROPOSTO	71
CAPÍTULO 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	74
5.1. FONTE DE CALOR: ÁGUA DE RESFRIAMENTO	74
5.1.1. <i>Ciclo Rankine Orgânico Simples</i>	<i>74</i>
5.1.2. <i>Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo</i>	<i>78</i>
5.2. FONTE DE CALOR: GASES DE EXAUSTÃO	82
5.2.1. <i>Ciclo Rankine Orgânico Simples</i>	<i>82</i>
5.2.2. <i>Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo</i>	<i>86</i>
CAPÍTULO 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
6.1. SÍNTESE	91
6.2. CONTRIBUIÇÕES	93
6.3. SUGESTÕES	93
REFERÊNCIAS	95
APÊNDICE A – MODELAGEM MATEMÁTICA.....	100

Capítulo 1

Introdução

Devido a crescente preocupação mundial com o nível de poluição do meio ambiente pelo uso de combustíveis fósseis e com o aumento dos preços de combustíveis crescem o número de pesquisas que visam desenvolver tecnologias alternativas a essa fonte de energia, ou aumentar a eficiência energética dos equipamentos e processos para que o consumo dos combustíveis fósseis seja reduzido.

É válido ressaltar o incentivo dado pelo Governo Federal para realização de investimentos em pesquisa, desenvolvimento e eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica por meio da Lei 9.991 de julho de 2000, com base no Art. 2º. A Lei afirma que as concessionárias de geração e empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica ficam obrigadas a aplicar, anualmente, o montante de, no mínimo, 1% de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico, excluindo-se, por isenção, as empresas que gerem energia exclusivamente a partir de instalações eólica, solar, biomassa, pequenas centrais hidrelétricas e cogeração.

Assim sendo, este trabalho é parte de um projeto de pesquisa através da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) intitulado como “Modelagem, Simulação e Otimização Termoeconômica das Alternativas de Repotenciação das usinas Termelétricas com Motores Alternativos de Combustão Interna para o aproveitamento do Calor Rejeitado”, em que serão avaliados outros sistemas para a recuperação do calor atualmente rejeitado além do Ciclo Rankine Orgânico. A justificativa deste projeto está relacionada ao fato de que em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento e também dos gases de exaustão. Devido a este fato, um sistema de recuperação de calor pode ser projetado para ser acoplado à termelétrica, visando aumentar a potência produzida com o mesmo consumo de combustível.

Existem diversos sistemas capazes de captar essa energia residual de tais processos e transformá-la em um tipo de energia que possa ser aproveitada. Dentre todas essas tecnologias existentes, o Ciclo Rankine Orgânico ou ORC (do inglês *Organic Rankine*

Cycle) está chamando cada vez mais atenção (HE et al., 2012) por ser uma tecnologia de conversão de energia promissora para a utilização de fontes de calor a baixa temperatura, devido à sua elevada eficiência, simplicidade e confiabilidade (ZHANG, WANG e GUO, 2011).

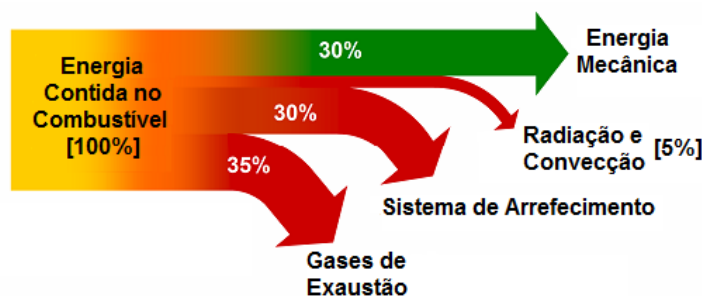
Derivado do ciclo Rankine convencional, à vapor, o ORC é considerado tecnicamente viável, e tem sido amplamente aplicado em sistemas baseados em energia solar, geotérmicas, de biomassa, térmica dos oceanos e de recuperação de calor do motor. Composto, basicamente, por dois trocadores de calor (evaporador e condensador), uma bomba e uma turbina, esse ciclo orgânico difere do Rankine convencional justamente pelo fato do fluido de trabalho ser um composto orgânico e não a água. Assim, pode ser aproveitado o calor residual de baixa ou média temperatura.

O Motor de Combustão Interna (MCI) pode ser definido como uma máquina térmica motora que gera potência de eixo a partir do calor liberado na combustão que acontece no interior dos seus cilindros, e como toda máquina térmica ele rejeita calor ao ambiente, o que faz com que os motores de combustão interna sejam máquinas térmicas com ótimas oportunidades de recuperação de resíduos térmicos.

Grande parte da energia do combustível em MCI é desperdiçada na forma de calor, devido a limitações termodinâmicas e técnicas. TAHANI, JAVAN e BIGLARI (2013) afirmam que aproximadamente um terço da energia do combustível é convertido em energia mecânica, enquanto que segundo DOLZ *et al.* (2012) num motor diesel típico, menos de 45% da energia do combustível pode ser convertida em produção de trabalho útil, e a energia restante é perdida, principalmente pelos gases de escape e pela água de resfriamento. Apesar disso, vale ressaltar que a eficiência de um motor varia em função de suas características e tamanho, e que atualmente já existem grandes motores com eficiência energética próxima dos 50% (SONG, SONG e GU, 2015).

Segundo DOMINGUES (2011), a energia restante é toda dissipada para o ambiente na forma de resíduo térmico através dos gases de escape, sistema de resfriamento, sistema de lubrificação e trocas de calor por radiação e por convecção do motor. Um fluxo de energia em um MCI pode ser visto na Figura 1.1.

Figura 1.1 - Fluxo de Energia em um MCI



Fonte: Toom *et al.* (2008), *apud* Domingues (2011)

Se o calor residual contido no gás de escape e na água de resfriamento puderem ser eficientemente recuperados e utilizados, a eficiência do motor a diesel original poderia ser significativamente melhorada, sem adição de qualquer tipo de combustível.

Aumentar a eficiência desses motores, no projeto, não é um trabalho muito simples, uma vez que seria altamente dispendioso em termos financeiros graças aos processos de fabricação e matérias a serem empregados. Cientistas e engenheiros têm feito muitas pesquisas bem-sucedidas com intuito de melhorar a eficiência térmica de motores, incluindo turbo alimentação, tipos de misturas na combustão, etc. No entanto, entre todas as tecnologias de economia de energia estudadas, recuperação do resíduo térmico dos motores é considerada uma das técnicas mais efetivas (JADHAO e THOMBARE, 2013). Assim, um dos melhores e mais usados métodos para aumentar essa eficiência é a instalação de uma planta ORC que capta essa energia residual e, depois, aproveitá-la para produção de energia útil.

O aumento na produção de energia elétrica em motores de combustão interna estacionários pode chegar a 50% quando em operação com cargas baixas (WANG *et al.*, 2012a). Em outras palavras, com o investimento na implantação de um sistema ORC o consumo específico de combustível para a mesma produção de energia é consideravelmente menor.

As grandes vantagens em implantar o ciclo Rankine orgânico são sua fácil manutenção e operação, a simplicidade nos componentes do sistema, a possibilidade de aplicação do ORC em vários tipos de sistema térmicos de potência e a contribuição para a preservação do meio ambiente com o uso desse ciclo (WEI *et al.*, 2007).

O atual quadro econômico provavelmente não viabiliza financeiramente a maioria das aplicações de uma planta ORC, já que essa leva entre dois e cinco anos (SPROUSE e DEPCIK, 2013), na grande maioria dos casos, para se pagar. Mas o retorno em avanços tecnológico para preservação do meio ambiente bem como aumento da eficiência dos processos é inegável.

1.1. Motivação

Com base na análise extensa de trabalhos na literatura, apresentados em detalhe no Capítulo 2, percebeu-se a necessidade de realizar uma otimização termoeconômica do ORC levando em consideração cinco variáveis de decisão, apresentadas no Capítulo 4, pois o maior interesse nas pesquisas tem sido a obtenção de um desempenho ótimo do ciclo, apenas a partir de um ponto de vista termodinâmico, considerando fluidos de trabalho variados e condições de operação diferentes para obter os melhores candidatos, variando também a fonte de calor. A maioria dos trabalhos realizam somente uma otimização termodinâmica e fazem uma análise posterior do custo, considerando os rendimentos isentrópicos da bomba e turbina constantes. Entretanto, alguns estudos mostram que levar em conta fatores econômicos e outras restrições práticas podem alterar tanto a seleção do fluido de trabalho quanto as condições ideais de operação do ORC.

Alguns trabalhos que realizam otimização termoeconômica, porém a fazem tendo no máximo duas variáveis de decisão, e também não levam em conta os rendimentos isentrópicos da bomba e da turbina, pois as equações de custo disponíveis atualmente não respondem a essas variáveis. Por isso, existe uma dificuldade em se encontrar na literatura equações de custo para os equipamentos do ORC que respondem aos rendimentos isentrópicos.

Além disso, trabalhos de otimização de ORC não possuem um problema de otimização definido do ponto de vista termoeconômico, expressando uma relação entre custo e potência produzida. Vale ressaltar que muitos trabalhos que consideram a realização da otimização, não possuem uma técnica matemática para resolução do problema, fazendo a análise paramétrica, já que possuem apenas uma variável de decisão.

Assim sendo, a principal motivação para esta dissertação se encontra na dificuldade em selecionar o fluido mais indicado e determinar as condições ótimas de projeto do ponto de vista termoeconômico, levando em consideração todas essas variáveis de decisão selecionadas, além da necessidade de ajustar equações de custos para que levem em conta e respondam adequadamente aos rendimentos isentrópicos da bomba e da turbina, para a realização da otimização termoeconômica.

1.2. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é modelar e otimizar termoeconomicamente estruturas que contemplem as configurações adequadas para o acoplamento de Ciclos Rankine Orgânicos à motores de combustão interna visando a obtenção do menor custo da potência gerada ao recuperar calor residual, tendo a UTE Viana como estudo de caso.

Assim, como objetivos específicos, estão:

- I. Confecção da modelagem termodinâmica levando em consideração cinco variáveis de decisão, dentre elas os rendimentos isentrópicos da bomba e da turbina;
- II. Confecção de uma modelagem econômica com equações de custo que respondem a todas essas variáveis de decisão;
- III. Obter o melhor fluido de trabalho e os parâmetros de projeto ótimos das estruturas ORC;
- IV. Obter aumento da potência gerada pela termelétrica.

1.3. Estrutura

Além deste capítulo introdutório onde foram apresentadas a motivação e o objetivo deste trabalho, esta dissertação conta com seis outros capítulos que integram o corpo deste trabalho. Além desses capítulos, há ainda as Referências Bibliográficas.

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica no que diz respeito ao Ciclo Rankine Orgânico e seu uso como alternativa para recuperar calor.

No Capítulo 3 é feita uma descrição detalhada do problema proposto, descrevendo a central termelétrica utilizada como estudo de caso e especificando o calor disponível.

No Capítulo 4 é descrito o método de otimização selecionado, e apresentado os modelos Termodinâmico e Econômico. Nesse Capítulo também é apresentado o método de ajuste de curva utilizado neste trabalho.

No Capítulo 5 são analisados os resultados obtidos no estudo de caso, por meio da otimização com o objetivo de determinar qual ciclo apresentou melhor custo de potência produzida, e qual o melhor fluido para cada um dos casos estudados.

No Capítulo 6 são apresentadas uma síntese da dissertação, as considerações finais e sugestões para os trabalhos futuros.

Além destes capítulos este trabalho conta com um Apêndice mostrando todas as equações que fazem parte do problema de otimização desta dissertação: a função objetivo, as equações de restrição de igualdade e de desigualdade.

Capítulo 2

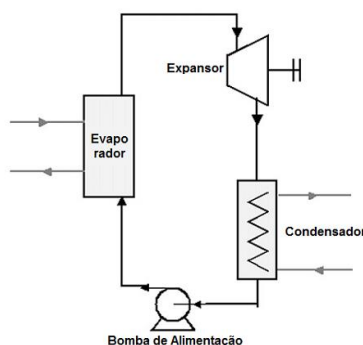
Ciclo Rankine Orgânico

Uma breve explicação sobre o Ciclo Rankine Orgânico é dada neste capítulo, bem como suas diferenças com o Ciclo Rankine Convencional e como está o mercado em termos de projetos e plantas instaladas desse sistema ORC. Também são mostradas, rapidamente, algumas das possíveis fontes de calor para este ciclo orgânico, dentre elas a recuperação de calor de motores a combustão interna, que é o propósito do presente trabalho. O capítulo ainda apresenta uma explicação de quais são as características desejadas para o fluido de trabalho do ORC, bem como seus equipamentos (trocadores de calor, bomba e dispositivo de expansão), além de apresentar formas de aumentar a eficiência do ciclo e alguns modelos comerciais já disponíveis, fabricantes e exemplos plantas em funcionamento. E por fim são apresentados alguns trabalhos em que o ORC foi aplicado à Motores de combustão interna.

2.1. Ciclo Rankine Orgânico Simples

O Ciclo Rankine Orgânico, conceitualmente é similar ao ciclo Rankine convencional, e baseia-se na vaporização de um líquido à alta pressão, o qual é expandido ao longo da turbina, gerando potência mecânica. O ciclo é fechado por meio da condensação do vapor à baixa pressão, e bombeamento do líquido condensado elevando novamente a pressão. Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes que um ciclo Rankine convencional: evaporador, expensor, condensador e bomba (Figura 2.1). De acordo com ROY, MISHRA e MISRA (2010) , o ORC é considerado simples, pois a maior parte do fornecimento de calor ao ciclo, e também rejeição por parte do sistema, ocorre durante a mudança de fase do fluido de trabalho.

Figura 2.1 - Componentes do Ciclo Rankine Orgânico



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

A diferença entre o ORC e o ciclo Rankine convencional está no fluido de trabalho (CLEMENTE, 2015), que nos ORCs é um composto orgânico caracterizado por apresentar temperatura de ebulição mais baixa que da água, o que permite a geração de potência utilizando fontes de calor de temperaturas mais baixa que o Rankine convencional.

Além de possibilitar a recuperação de calor em fontes de baixas temperaturas, a tecnologia ORC permite uma interessante alternativa: um sistema ORC pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com várias fontes de calor de diferentes temperaturas (QUOILIN et al., 2013).

Quando comparado com o ciclo Rankine convencional o ORC apresenta algumas vantagens e desvantagens, que podem ser verificadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Vantagens e Desvantagens do ORC quando comparado com o ciclo Rankine convencional

Vantagens	Desvantagens
Não precisa superaquecimento.	Custo maior do fluido de trabalho
Planta mais simples.	(em relação à água).
Níveis de pressão mais baixos.	Consumo mais alto da bomba.
Manutenção mais simples.	Menor eficiência
Não necessita tratamento do fluido	Instabilidade do fluido
Mais compacto.	(em relação à água).

Fonte: QUOILIN et al.(2011, 2013)

Como uma das tecnologias mais promissoras de conversão de calor residual de baixa temperatura, o sistema ORC foi estudado a partir de diferentes aspectos como variações dos fluidos de trabalho, das configurações das plantas, tipos de fonte de calor, modelos de equipamentos, desempenho da planta e análise econômica.

No âmbito dos fluidos de trabalho WANG et al. (2012b) e LIU, CHIEN e WANG (2004) focaram suas pesquisas principalmente sobre diversos critérios de seleção e avaliação para dezenas de fluidos no desempenho do sistema de ORC.

À respeito da análise de desempenho WEI et al. (2007) e LI et al. (2012) se concentraram na eficiência de recuperação de calor e eficiência exergética.

CLEMENTE et al. (2012), LI, ZHAO e HU (2012), e WANG et al. (2012a) estudaram projetos de sistemas baseados em expansores do tipo *scroll*, injetores de vapor e ORCs de loop duplo.

ROY, MISHRA e MISRA (2010) e LI, WANG e DU (2012) realizaram otimizações em parâmetros de pressão de entrada da turbina, temperatura de evaporação, temperatura do pinch point, a área de transferência de calor.

TCHANCHE et al. (2011) apresentaram uma revisão de aplicações existentes de ORC, com fontes de calor diferentes, que incluem solar, geotérmica, de biomassa e sistemas de aproveitamento.

VELEZ et al. (2012), fizeram uma revisão técnica, econômica e de mercado de ORC para a recuperação de calor na UTE como uma parte de seu trabalho.

BOMBARDA et al. (2010) simularam os ciclos e compararam as performances dos ciclos ORC e Kalina para recuperação de calor residual dos gases de escape de motores a diesel. Embora as potências úteis obtidas tenham sido iguais, o ORC foi mais adequado do que o ciclo Kalina por possuir planta mais simples.

VAJA e GAMBAROTTA (2010) estudaram três configurações de sistema ORC para recuperar o calor residual de um motor de gás natural de 12 cilindros, um ciclo simples, com a utilização de apenas o gás de escape do motor, dois ciclos simples, um com o uso de gás de escape e outro para água de resfriamento do motor e um ciclo de

regeneração. O melhor fluido e configuração foram selecionados e o aumento máximo de eficiência foi de cerca de 12,5%.

Até 2013, a maioria das pesquisas sobre recuperação de calor do motor usando ORC eram pesquisas teóricas e simulações (BIANCHI e PASCALE, 2011; VAJA e GAMBAROTTA, 2010), e só uns poucos experimentos tinham sido desenvolvidos, especialmente no campo do motor (BORETTI, 2011, 2012). Além disso, a maioria das simulações eram baseadas em modelos termodinâmicos simples, isto é, ignorando as estruturas detalhadas e características de funcionamento de componentes do sistema, incluindo trocadores de calor e turbinas.

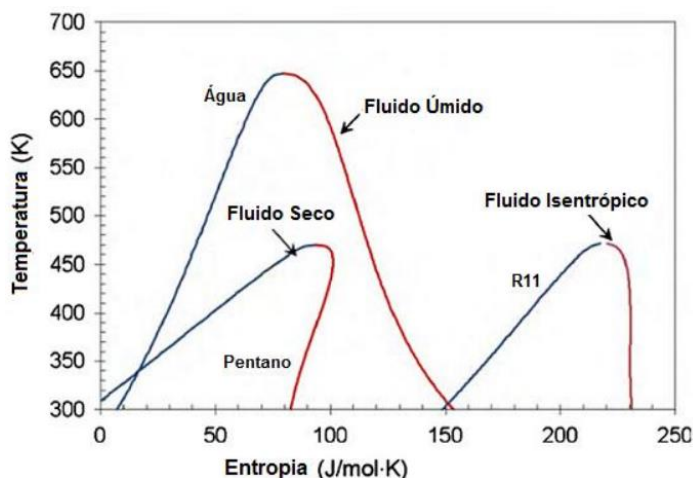
YU et al. (2013) apresentaram um modelo de sistema baseado em um ORC experimental, construído em laboratório para investigar a viabilidade do aproveitamento do calor residual recuperado a partir de um motor diesel, no qual foi possível observar a influência da pressão de evaporação sobre o desempenho do sistema.

SONG, SONG e GU (2015) investigaram a recuperação de calor de um motor diesel marítimo utilizando ORC tanto para o calor residual da água de resfriamento, quanto para o gás de escape do motor. Os resultados das simulações mostram que o sistema otimizado é tecnicamente viável e economicamente atraente.

2.2. Método de Seleção do Fluido de Trabalho

Os fluidos utilizados nos ORCs são classificados de acordo com sua inclinação da linha de vapor saturado, em diagramas T - s, em três grupos: Fluidos úmidos, que são os com a inclinação positiva, fluidos secos, que possuem inclinação negativa e fluidos isentrópicos, com uma linha de vapor saturado aproximadamente vertical (Figura 2.2). Os fluidos úmidos geram gotículas nos estágios finais do expensor e requerem superaquecimento para evitar danos ao expensor, enquanto fluidos secos são superaquecidos até mesmo depois da expansão. Para fluidos isentrópicos, o vapor saturado permanece nesta condição e gotículas não são formadas durante a expansão (ROY et al., 2010).

Figura 2.2: Tipos de Fluidos de Trabalho



Fonte: Adaptado de SAIDUR et al. (2012)

QUOILIN et al. (2013) afirmam que fluidos isentrópicos e secos são preferíveis em ciclos ORCs pelo fato de não ser necessário superaquecer o fluido para evitar formação de gotículas na expansão e consequente erosão do expansor, procedimento comum nos ciclos Rankine a vapor.

Dentre os fluidos mais utilizados em ORCs estão: Tolueno, butano, pentano, benzeno, amônia, fluidos refrigerantes, entre outros. E as principais características necessárias a esses fluidos são: desempenho termodinâmico, estabilidade química, impacto e disponibilidade ambiental, e custos. QUOILIN et al. (2013) também afirmam que apesar da multiplicidade de estudos sobre fluidos de trabalho, nenhum dos fluidos estudados foi identificado como fluido mais indicado para ORC. Cada aplicação tem um fluido que possui melhor desempenho.

QUOILIN et al. (2013) afirmam que é importante garantir a estanqueidade total do ciclo, já que fluidos orgânicos são caros e podem ser inflamáveis, tóxicos e ter valores elevados de potencial de dano à camada de ozônio e potencial para aquecimento global.

O método de triagem de fluidos mais comum para a seleção fluido de trabalho, foi descrito por QUOILIN et al. (2012), e consiste em construir um modelo de simulação de estado estacionário do ciclo ORC e executá-lo com fluidos diferentes. O modelo proposto pode ser mais ou menos detalhado, e os indicadores de desempenho do ciclo selecionados podem variar.

Um exemplo típico deste tipo de análise é desenvolvido por ALJUNDI (2011) para verificar o efeito de diferentes hidrocarbonetos secos sobre a eficiência exergética do ORC, aplicado a uma fonte de calor geotérmica, e que conclui que hexano é um bom candidato fluido de trabalho e que a incorporação de um trocador de calor interno, quando se usa fluidos secos, melhora a eficiência térmica do ciclo.

Outros autores realizaram a mesma análise, mas concentraram-se em fontes de calor diferentes. TCHANKE et al. (2009) aplicaram o método em sistemas solares de ORC baixa temperatura, e dos 20 fluidos investigados, o R134a foi o mais adequado para aplicações solares de pequena escala, com outros bons candidatos identificados como, R152a, R600a, R600 e R290.

MIKIELEWICZ e MIKIELEWICZ (2010) avaliaram também 20 fluidos, porém concluíram que, dos vinte fluidos investigados, o etanol, o R123 e o R141b foram os mais adequados por ter alta eficiência em sistemas de micro cogeração.

DAI, WANG e GAO (2009) otimizaram o desempenho do ORC com base na recuperação de calor de baixa temperatura para 10 fluidos diferentes, com a eficiência exergética como função objetivo. Eles concluíram que o ciclo com R236ea teve a mais alta eficiência de exergia, e que a adição de um trocador de calor interno no sistema ORC não melhorou o desempenho para as mesmas condições do calor residual.

LI et al. (2011) estudaram os efeitos da temperatura de evaporação e do trocador de calor interno no ORC para WHR com diferentes fluidos de trabalho e misturas.

Vivian et al. (2015) demonstram que a diferença entre a temperatura da fonte quente e a temperatura crítica do fluido desempenham um importante papel na escolha do fluido de trabalho, pois este assume diferentes valores ótimos dependendo da configuração do sistema. Seus resultados mostram que essa diferença entre a temperatura da fonte quente e a temperatura crítica do fluido é extremamente importante para prever as condições ótimas para todas as configurações de ORC, independente da temperatura de entrada da fonte quente.

Com base na análise extensa de trabalhos realizados voltados exclusivamente para uma abordagem termodinâmica, pode-se concluir que nenhum fluido de trabalho pode

ser marcado como ideal, e, portanto, um estudo de candidatos à fluidos de trabalho deve ser integrado no processo de design de qualquer sistema ORC.

Em contraste com a perspectiva de um desempenho ótimo puramente termodinâmico existem alguns estudos abordando o mesmo problema, mas complementando com outros aspectos, que fazem com que os fluidos de trabalho mais indicados variem de acordo com as condições de funcionamento do ciclo. Esses estudos incluem parâmetros adicionais levando em conta o design prático dos sistemas ORC.

Exemplos de tais estudos são fornecidos nos trabalhos de LAKEW e BOLLAND (2010), e HE et al. (2012), em que a avaliação do componente (trocador de calor e turbina) e os requisitos de tamanho provocam uma alteração na otimização da seleção do fluido de trabalho.

O trabalho realizado por PAPADOPOULOS, STIJEPOVIC e LINKE (2010) identifica fluidos de trabalho que apresentam melhor desempenho com relação à importância econômica, operacional, e indicadores ambientais.

A abordagem termodinâmica também foi complementada por um ponto de vista econômico nos trabalhos desenvolvidos por QUOILIN et al. (2011) e LECOMPTE et al. (2013), com base no ORC subcrítico para WHR e CHP, respectivamente, e por CAYER, GALANIS e NESREDDINE (2010), que focaram em ciclos transcíticos para geração de energia a partir de uma fonte de baixa temperatura. Estes estudos mostram que levar economia ou outras restrições práticas em conta pode conduzir à seleção de fluidos de trabalho e das condições ideais de operação muito diferentes.

Os métodos descritos nos trabalhos acima mencionados devem, portanto, ser preferidos à aferição termodinâmico simplista de candidatos à fluidos de trabalho, porque eles podem levar à diferentes diretrizes de *design* preliminar ORC. No entanto, os trabalhos que complementam uma abordagem puramente termodinâmico foram aplicadas a perfis específicos de fonte de calor de diferentes aplicações (energia solar térmica, geotérmica, recuperação de calor residual ou CHP) e separadamente a diferentes tipos de ciclo (subcríticos ou transcítico) (MARAVÉ et al., 2014).

2.3. Melhorias do Ciclo

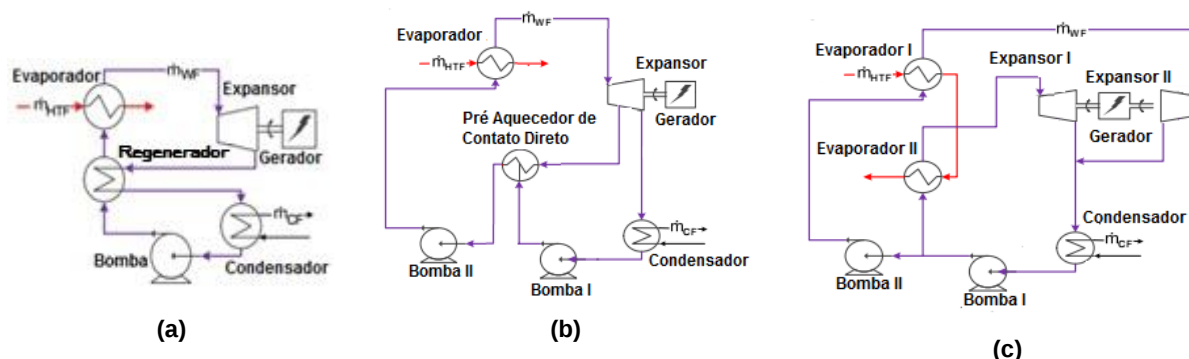
Assim como no ciclo Rankine convencional, nos ORCs também é possível ter várias configurações, como: ciclos regenerativos, ciclos supercríticos, ciclos com mais de um nível de pressão, e a determinação da configuração utilizada depende de diversos motivos, como: temperatura da fonte de calor, do número de fontes disponíveis e do espaço disponível para implantação do sistema. Estas configurações são utilizadas para aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor no ciclo e/ou diminuir a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor, com isto, elevar a eficiência do mesmo.

Dentre essas configurações o ciclo regenerativo é a única alternativa capaz de tanto aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor quanto diminuir a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor. A regeneração nos ciclos Rankine orgânicos são de grande importância nos casos onde o fluido de trabalho utilizado é classificado como fluido seco. Isso porque esses fluidos quando saem da turbina ainda estão no estado de vapor, e o não uso dessa energia disponível diminui a eficiência do ciclo, pois aumenta a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor.

LECOMPTE, BROEK e PAEPE (2016) realizaram uma extensa revisão das possíveis configurações de ORC para recuperação de calor, e dentre as citadas, destacam-se:

- ORC regenerativo (Figura 2.3 (a));
- ORC com pré-aquecimento (Figura 2.3 (b));
- ORC supercrítico;
- ORC com Múltiplos Níveis de Pressão (Figura 2.3 (c)).

Figura 2.3 – Configurações de ORC. (a) Regenerativo; (b) Com Pré-aquecimento e (c) Múltiplos Níveis de Pressão.



Fonte: Adaptado de LECOMPTE et al.,(2015).

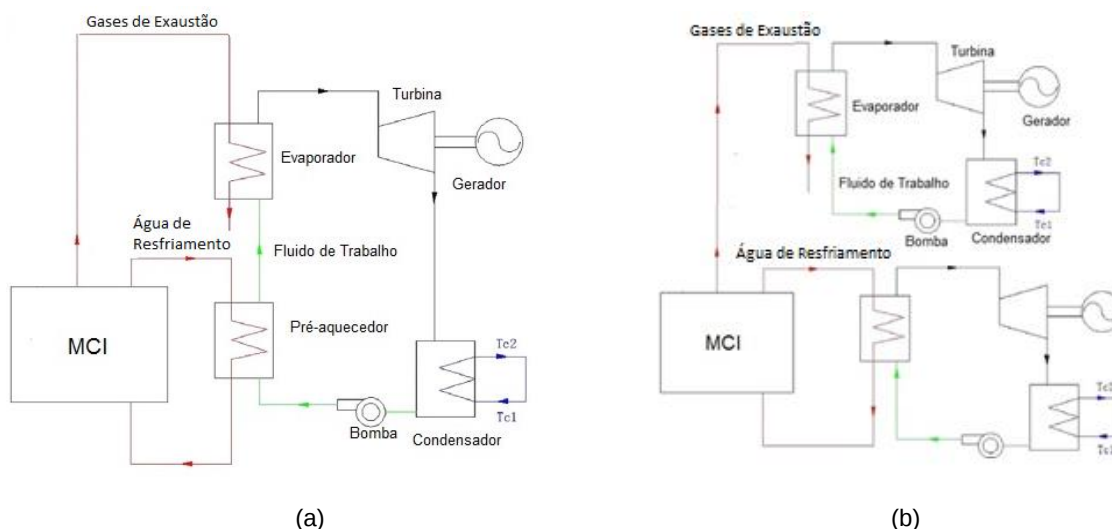
Especificamente, os ORCs aplicados aos motores de combustão interna (MCI) podem ser arranjados de diversas maneiras, de modo a aproveitar as duas fontes de calor disponíveis (gases de exaustão e água de resfriamento).

AMICABILE, LEE e KUM, (2015) visando compreender a otimização de ORC, estudaram quatro tipos de configurações para recuperar calor residual de um motor diesel: 1) Ciclo subcrítico sem recuperador, 2) Ciclo subcrítico com recuperador, 3) Ciclo supercrítico sem recuperador, e 4) Ciclo supercrítico com recuperador. As configurações foram estudadas com 3 fluidos de trabalho distintos. Os resultados mostraram que o melhor desempenho é dado pela configuração supercrítica regenerativa utilizando o fluido etanol.

SOFFIATO et al. (2015) estudaram o aproveitamento de parte do calor residual da água de resfriamento do motor, do óleo do motor e do resfriamento do ar de admissão por meio de um sistema ORC. Foram estudadas três configurações de ORC: Simples, regenerativa e ORC com dois níveis de pressão. Os resultados mostraram que a máxima potência produzida ocorre com a configuração de dois níveis de pressão, quase dobrando a potência produzida pelas configurações simples e regenerativa.

SONG, SONG e GU, (2015) compararam a utilização de um único ORC (Figura 2.4 (a)) ou de dois ORCs diferentes (Figura 2.4 (b)) para recuperar calor residual de um MCI. O melhor resultado foi encontrado para os dois ORCs separados com o R245fa e o benzeno como fluidos de trabalho para a água de resfriamento gás de exaustão, respectivamente, resultando num aumento da eficiência de 10,2% do motor.

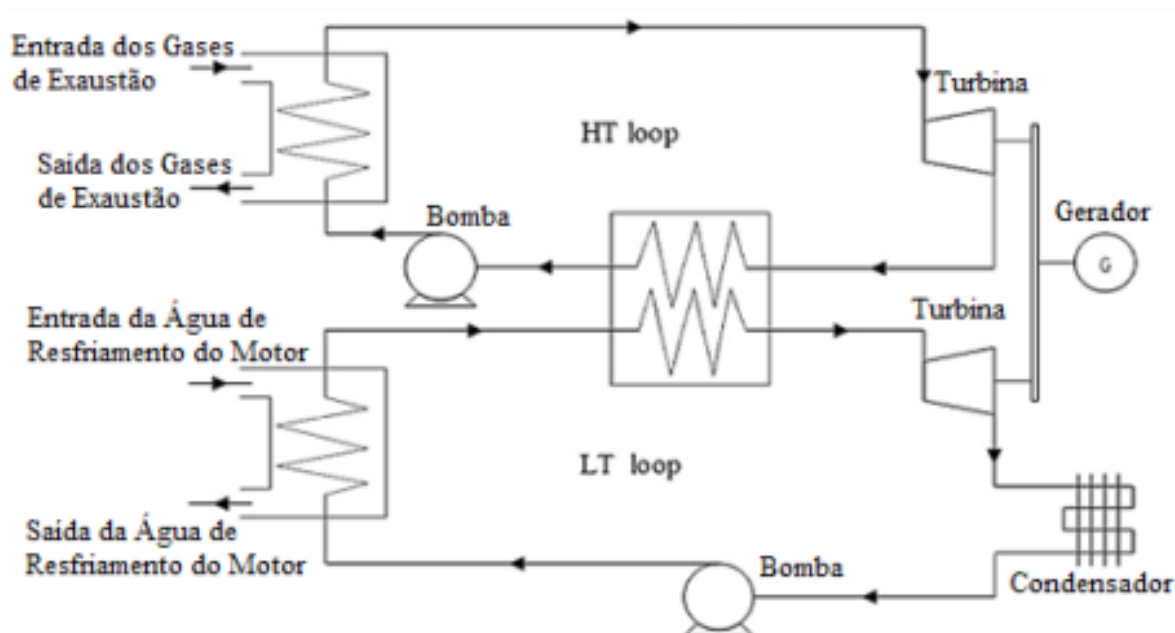
Figura 2.4 – ORCs aplicados a MCI. (a) Configuração 1 e (b) Configuração 2.



Fonte: Adaptado de SONG; SONG; GU, (2015).

Recentemente, os ciclos ORC em cascata passaram a ser muito estudados na recuperação de calor residual de MCI (Figura 2.5). Nesta configuração, o ciclo de alta temperatura (HT) recupera o calor dos gases de exaustão, enquanto o ciclo de baixa temperatura (LT) recupera o calor da água de resfriamento do motor em conjunto com o calor rejeitado pelo ciclo HT (SONG e GU, 2015). Os resultados mostraram um aumento na potência produzida em 11,2%.

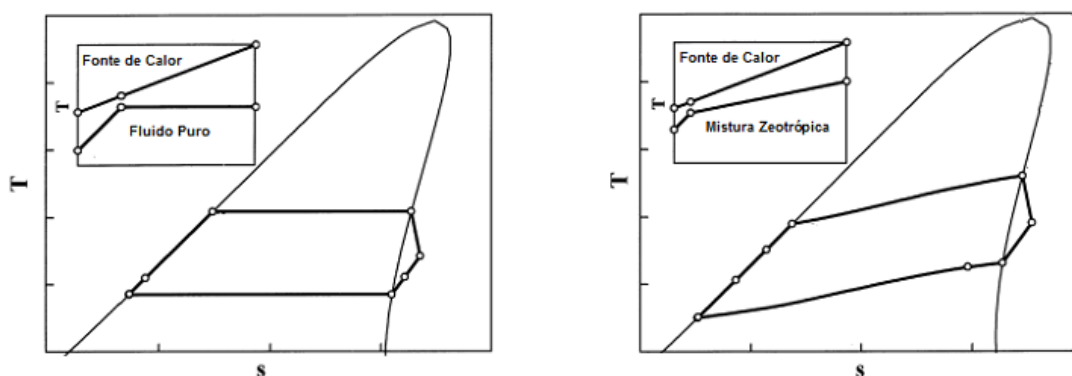
Figura 2.5 – ORC em cascata.



Fonte: Adaptado de SONG e GU (2015).

E as melhorias também são vistas em relação aos fluidos de trabalho. Até recentemente, eram consideradas principalmente substâncias puras como fluidos de trabalho das instalações de ORC. No entanto, provavelmente, a maior desvantagem no uso de um fluido puro é o fato de que a evaporação e a condensação ocorrem a temperatura constante. Com isso os perfis de temperatura da fonte de calor e do sorvedouro de calor não podem ser muito aproximados pelos perfis de temperatura do fluido durante a mudança de fase no evaporador e condensador, o que leva a grandes irreversibilidades. O uso de misturas azeotrópicas, que se caracterizam por mudanças de fase não isotérmicas à pressão constante, pode resolver este problema, promovendo um melhor desempenho do ciclo (Figura 2.6). CHYS et al. (2012) explorou o potencial de misturas azeotrópicas em aplicações de criogenia.

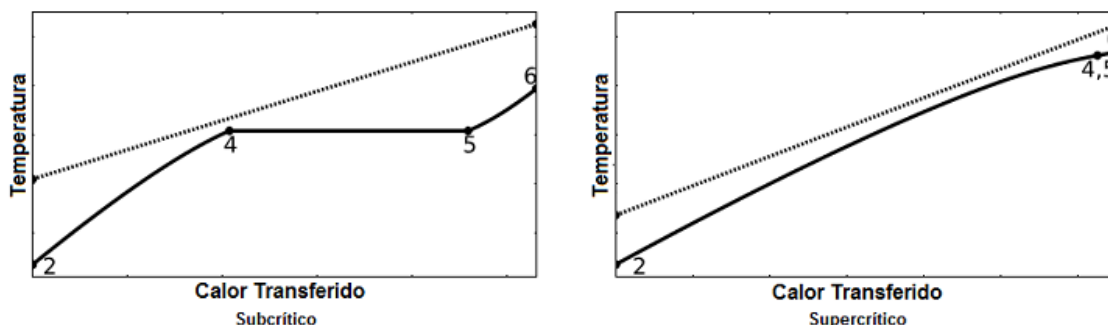
Figura 2.6: Fluido Puro e Mistura Azeotrópica



Fonte: Adaptado de ANGELINO; PALIANO,(1998)

Fluidos de trabalho com temperatura e pressão crítica relativamente baixa podem ser comprimidos diretamente a suas pressões supercríticas e aquecidos para seu estado supercrítico antes da expansão para obter uma melhor adequação térmica com a fonte de calor. O processo de aquecimento de um ORC supercrítico não passa por uma região distinta de duas fases como um ciclo Rankine convencional, obtendo assim a uma melhor adequação térmica na caldeira com menores irreversibilidades Figura 2.7. Este ciclo está se tornando uma nova tendência devido a suas vantagens na eficiência térmica e simplicidade na configuração (CHEN, 2010). Segundo WEI et al.(2011) a eficiência do ORC aumenta com o aumento na pressão de circulação, e o ORC supercrítico é uma boa escolha para recuperação de calor.

Figura 2.7: Transferência de Calor para Ciclos Subcríticos e Supercríticos



Fonte: Adaptado de WALRAVEN; LAENEN; D'HAESELEER, (2013)

BRAIMAKIS et al. (2015) estudaram o potencial de melhoria da eficiência do ORC utilizando misturas azeotrópicas e pressões supercríticas. Seus resultados mostram que comparado com o ORC subcrítico, o ORC supercrítico pode levar a aumentos da eficiência exergética de até 18%, para o caso estudado utilizando propano. A utilização de misturas azeotrópicas melhora a eficiência tanto nos casos subcríticos como nos supercríticos, chegando a um aumento de 60% na eficiência exergética para o caso supercrítico utilizando a mistura ciclopentano – propano.

SHU et al. (2016) estudaram a utilização de um ORC supercrítico em cascata para recuperar o calor residual dos gases de exaustão, e da água de resfriamento de um motor diesel. Os resultados mostraram um aumento na máxima potência produzida de 15,7% e um aumento máximo da eficiência exergética de 38,7%.

2.4. Modelos Comerciais

Dentre ciclos que aproveitam calor a baixa temperatura, o ORC é até agora o mais comercialmente desenvolvido. É mais simples e economicamente mais viável do que o ciclo Rankine a vapor (PAANU e NIEMI, 2012). De acordo com QUOILIN et. al. (2013), o conceito de acoplar um ciclo Rankine (orgânico ou não) a um MCI não é novo e seus primeiros desenvolvimentos técnicos apareceram depois da crise energética de 1970. Além disso, o mercado de ORC está crescendo rapidamente. Desde a instalação de sua primeira planta comercial em 1970, houve um crescimento quase exponencial em sua utilização (QUOILIN et al., 2013).

Como já mencionado, as pesquisas visam principalmente a obtenção de um desempenho ótimo do ciclo, a partir de um ponto de vista termodinâmico, levando em consideração tanto fluidos de trabalho diferentes quanto diferentes condições de operação para obter os melhores candidatos, dependendo também da fonte de calor.

BOMBARDA et al. (2010) estudaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado utilizando uma planta de ORC. Os resultados apresentaram um aumento da potência de 18% e uma eficiência de ciclo de 21,5%.

QUOILIN et al. (2013) e LECOMPTE et al. (2015) levantaram os principais fabricantes de ciclo Rankine Orgânico em termos de potência instalada e unidades em operação. Entre as empresas fabricantes encontram-se Turboden (Itália), com 45% das unidades instaladas mundialmente e faixa de potência de 0,2 a 2 MWe, ORMAT (EUA), com 24% das unidades construídas mundialmente e faixa de potência de 0,2 a 70 MWe, Maxxtec (Alemanha), com faixa de potência de 0,3 a 1,6 MWe, Bosch KWK (Alemanha), com faixa de potência de 65 a 324 kWe, Opcon (Suécia) com faixa de potência de 350 a 800 kWe e Tri-o-gen (Holanda) com de potências produzidas em torno de 160 kWe.

O desempenho de projetos recentes de ORC é bastante interessante, e dentre as plantas em atual execução pode-se destacar a da Tri-o-gen em *Roses farm Olij* na Holanda, que utilizou os gases de exaustão de um motor de 2 MW produzindo 150 kW em um ORC, e o da Turboden, que utilizou os gases de exaustão de um motor diesel para aumentar a potência elétrica produzida em 10%.

Além desses, um sistema projetado pela BMW denominado Turbosteamer teve uma redução de consumo específico de combustível anunciada de 17%, e dados divulgados pela GE mostraram o aumento da potência produzida com a utilização de ORC: Um motor de 1,5 MW com aumento de 140 kW e outro de 3 MW com aumento de 370 kW de potência produzida.

2.5. Alguns Resultados da Aplicação do ORC à Motores de Combustão Interna

Segundo ROY, MISHRA e MISRA (2010) a rejeição de calor em plantas térmicas representa cerca de 55% do calor disponível para ser aproveitado do combustível. O desperdício dessa energia torna os equipamentos menos eficientes. Além desse rejeito, há a emissão de poluentes (CO_2 , SO_x , NO_x , etc) que contribuem com o aquecimento global e destruição da camada de ozônio.

O calor liberado pelas plantas térmicas é classificado em três categorias de acordo com o nível da temperatura dos rejeitos liberados, são elas: baixa (até 230°C), média (de 230°C a 650°C) e alta (acima de 650°C). A aplicação do ORC nessas plantas tem sido utilizada como forma de recuperação desse calor desperdiçado, e é considerado uma das melhores opções para o aproveitamento de rejeitos a baixas e médias temperaturas. Isso, pois possui um Sistema de baixa complexidade.

Com o objetivo de aumentar a eficiência dos MCI vários trabalhos são realizados para determinação dos melhores parâmetros para alcançar este objetivo. Os sistemas de recuperação de calor que visam a redução no consumo de combustível e o aumento na produção de potência mecânica e/ou elétrica sem que haja aumento na emissão de gases poluentes ganham espaço, já que as leis ambientais focam, principalmente no nível de emissões, proveniente desses motores, de: monóxido de carbono, hidrocarbonetos, óxido de nitrogênio e particulados.

O calor rejeitado pelos MCI de média e baixa temperatura provém de duas fontes principais: os gases de exaustão e o sistema de resfriamento do equipamento (WANG et al., 2011).

Ciclos orgânicos aplicados a um MCI apresentam entre 7 a 10% de eficiência energética, o que leva a cerca de 10% de economia específica de combustível com o uso dessa tecnologia. Essa diminuição nos custos com o combustível faz com que o sistema atinja *payback* em um período de 2 a 5 anos, dependendo do tamanho da planta (SPROUSE e DEPCIK, 2013).

WANG et al. (2012) determinaram a performance dos ORCs aplicados à recuperação de calor em MCI. No trabalho foram utilizados dois ORCs, uma para o gás de exaustão

e outro para o sistema de resfriamento. Os fluidos de trabalho utilizados foram o R245fa para o ORC utilizado para a recuperação do calor dos gases (ORC 1), mas, para o ORC que aproveitou o calor do sistema de resfriamento (ORC 2) optaram pelo R134a. A eficiência energética e a potência produzida nos ciclos orgânicos, ORC 1 e ORC 2, no ponto de operação ideal foram, respectivamente, 7,16% - 9,57 kWe, e 7,72% - 26,39 kWe.

YANG e YEH (2014) fizeram a simulação com um motor diesel de combustão interna com metodologia considerações análogas às de WANG (2012), porém, usaram apenas o R245fa como fluido de trabalho para ambos os ORCs. Os sistemas ORC: ORC 1 e ORC 2, produziram, respectivamente, 10,0 kW e 17,85 kW no ponto de operação ideal para o sistema integrado com eficiência do sistema de recuperação de calor de 5,4%. Além disso, uma economia específica de 13% no combustível também foi mostrada.

TIAN *et al.* (2012) aplicaram outro modelo de recuperação de calor com base na tecnologia ORC onde cerca de um terço da energia total do combustível era liberada pelo sistema de exaustão em forma de gases a 590 °C. Os autores analisaram para 20 diferentes tipos de fluidos de trabalho (dos tipos úmidos e isentrópicos), dentre outros parâmetros, a eficiência térmica do sistema, a energia elétrica produzida e o custo de produção desta eletricidade. Os fluidos que melhor satisfizeram os requisitos dos autores foram: o R141b, R123 e o R245fa, nesta ordem, que apresentaram os maiores valores de eficiência térmica e potência produzida e os menores preços para a eletricidade produzida.

Capítulo 3

Apresentação do Estudo de Caso

Neste capítulo são descritos o motor e os sistemas de resfriamento e exaustão da UTE Viana, que é o caso estudado por esta dissertação, além de especificar o calor rejeitado pelo motor.

3.1. Descrição da Central Termelétrica Estudada

Essa seção se destina a descrever a central termelétrica utilizada como estudo de caso enfatizando apenas os sistemas e subsistemas que tem relação com às fontes de calor com potencial para serem recuperadas. Essa planta foi fundada em 2007 pela Wärtsilä com o intuito de construir, operar e explorar uma planta de geração termelétrica de energia a partir de unidades motogeradoras, ciclo Diesel, a óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre - OCB1 (RIBEIRO, 2014).

A central termelétrica dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos Wärtsilä W20V32 de 9.000 kW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA. Cada motor é configurado para produzir 8.730 kW de potência elétrica totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta conta ainda com cinco caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e pré-aquecimento em determinados subsistemas da planta.

Como o objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de estruturas de ORC para aproveitamento do calor rejeitado da central termelétrica, os próximos tópicos dão uma ênfase maior à descrição dos subsistemas associados ao motor que tem relação direta com a produção de gases de exaustão ou com a água de resfriamento do motor, que são as fontes de calor reaproveitadas para a produção de potência.

O Wärtsilä W20V32 (Figura 3.1) é um motor turbo alimentado com resfriamento pós-compressão (*intercooler*), ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível. A nomenclatura se dá pelo número de cilindro (20), pelo diâmetro dos cilindros (320 mm) e pela montagem em “V” dos mesmos (MORAWSKI, 2016).

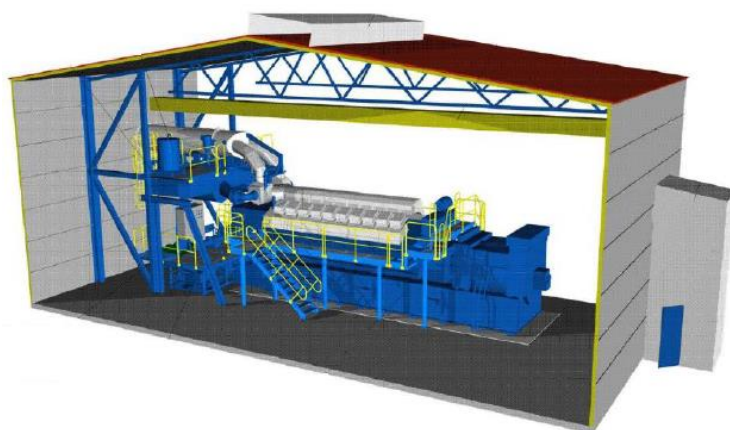
Figura 3.1 - Motor W20V32



Fonte: Wärtsilä (2009a) apud MORAWSKI, (2016).

O motor está acoplado ao gerador sobre um mesmo "skid", esse conjunto completo apresenta 12535 mm de comprimento, 3670 mm de altura, 4333 mm de largura e um peso total de 136.337 kg. Os motores são alinhados lado a lado dentro da casa de máquinas (MORAWSKI, 2016). A Figura 3.2 exhibe esquematicamente a montagem do motogerador dentro da casa de máquinas.

Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.



Fonte: Wärtsilä (2009a).

O sistema de resfriamento dos motores é feito através de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado. Os gases de exaustão podem ou não passar totalmente pelas caldeiras de recuperação antes de serem lançados na atmosfera por meio das chaminés.

Esse tipo de motor permite trabalhar em dois modos de operação distintos, um de alta eficiência energética (EE) e o outro minimizando a emissão de poluentes (MEP). Com relação ao desempenho dessas máquinas a Tabela 3.1 fornece informações acerca de parâmetros do motor informados pelo fabricante, conforme condições estabelecidas pela ISO 3046-1.

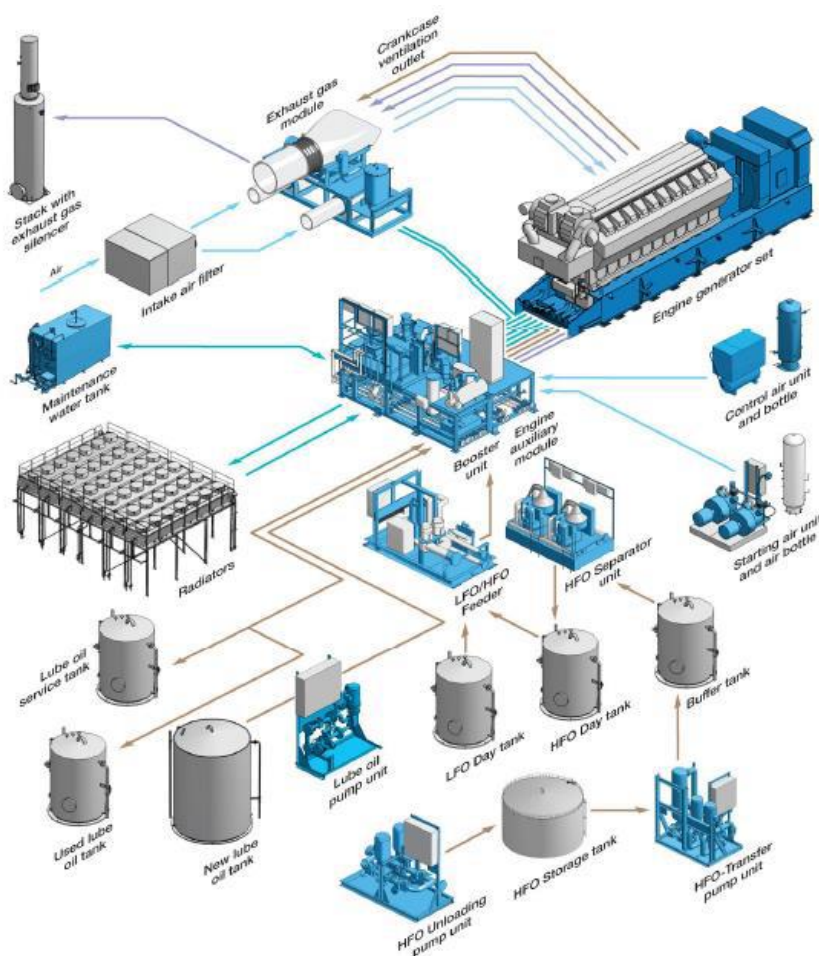
Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.

Parâmetros	MEP	EE
Rotação (Hz / RPM)	60	720
Emissão de NOx (ppm)	710	970
Consumo Específico (g/kWh)	189	183
Velocidade Média do Pistão (m/s)	9,6	
Pressão Média Efetiva (bar)	23,3	
Potência de Eixo (kW)	9000	
Potência Elétrica (kW)	8730	
<i>Heat rate</i> (kJ/kWh)	8071	7818
Eficiência Elétrica (%)	44,6	46

Fonte: Wärtsilä (2009a) apud (MORAWSKI, 2016)

Na prática o funcionamento da planta é complexo, pois envolve a operação conjunta dos sistemas de óleo combustível, óleo lubrificante, admissão de ar e exaustão de gases, água de resfriamento e recuperação de calor, entretanto, somente serão detalhados os sistemas que estão diretamente correlacionadas aos fins de aproveitamento de calor que é a proposta do trabalho. A Figura 3.3 mostra uma visão geral dos equipamentos auxiliares do motor.

Figura 3.3 - Visão Geral dos Equipamentos Auxiliares e Subsistemas do Motor.



Fonte: Wärtsilä (2009a) apud MORAWSKI, (2016).

3.1.1. Sistema de Exaustão de Gases

A análise do sistema de exaustão de gases começa após a saída de gases dos cilindros do motor. Os motores possuem dois turbocompressores, um em cada banco da extremidade livre. A energia dos gases de exaustão é utilizada para acionar a turbina, essa por sua vez aciona o compressor que é responsável pelo suplemento do ar de sobre alimentação na pressão adequada ao motor, aumentando a eficiência.

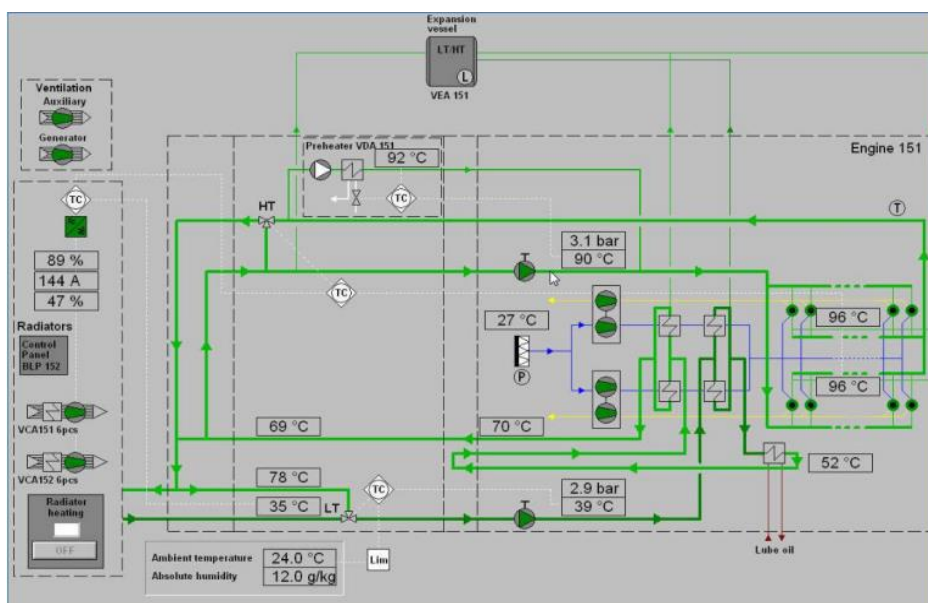
As caldeiras de recuperação, como dito anteriormente, aproveitam os gases de apenas 5 dos 20 motores, o que é suficiente para atender à demanda das 20 unidades motogeradoras presentes na planta.

As unidades geradoras, que não possuem caldeira de recuperação, liberam os gases de exaustão a uma temperatura de aproximadamente 350°C. Esta é a principal fonte de calor com potencial para ser recuperada. É importante salientar o fato de que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, por conta da presença de enxofre na composição do combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior à 180 °C, no caso do óleo pesado, poderá ocorrer formação de H₂SO₄.

3.1.2. Sistema de Água de Resfriamento

O sistema de resfriamento das unidades motogeradoras é feito por meio de água em circuitos fechados de baixa temperatura (circuito LT) e de alta temperatura (circuito HT), apresentando baixíssimo consumo durante a operação. O calor removido do *intercooler* de alta e de baixa temperatura, do resfriador de óleo e do bloco do motor deve ser dissipado em um sistema de resfriamento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica o método de resfriamento adotado, em função das condições ambientais, disponibilidade de água, requisitos ambientais, etc. é o uso de um banco de radiadores. Sendo que cada conjunto motogerador conta com dois radiadores. Um esquema do sistema de resfriamento pode ser visto na Figura 3.4.

Figura 3.4 - Esquema do Sistema de Resfriamento.



Fonte: Valiati e Junior (2013) apud MORAWSKI, (2016).

O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor, isso inclui os cilindros e os cabeçotes dos cilindros. Uma bomba centrífuga faz a água circular por

todo sistema. Uma válvula termostática é responsável por manter a temperatura da água na saída do bloco do motor no patamar correto, por meio de recirculação. Nesse caso essa temperatura é de 96°C. Esse controle de temperatura é importante pois impede que o bloco do motor fique sujeito a choques térmicos, dada a diferença de temperatura entre os fluxos de água de resfriamento de entrada e saída.

O circuito de baixa temperatura é composto pelos dois *intercoolers* e o trocador de calor de óleo lubrificante. Uma bomba semelhante àquela do circuito HT bombeia água pelo circuito. A temperatura do circuito é comanda por uma válvula termostática que, por meio de recirculação, controla a temperatura da água na entrada do *intercooler* em função do ponto de orvalho do ar para as condições, pressão e temperatura, em que ele se encontra no coletor de ar do motor. Imediatamente antes de a água entrar no banco de radiadores, há o encontro dos dois circuitos (HT e LT). Alguns parâmetros de projeto dos radiadores podem ser vistos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador.

Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão	100	m ³ /h
Vazão por radiador	50	m ³ /h
Queda de pressão	0,4	Bar
Temperatura de entrada	78,4	°C
Temperatura de saída	41,4	°C

Fonte: Fincoil (2008) apud MORAWSKI, (2016)

3.2. Calor Disponível Para Ser Recuperado

Como já mencionado neste Capítulo, as fontes de calor com potencial para serem recuperadas são os gases de exaustão e a água de resfriamento dos motores. Os gases de exaustão são provenientes de 15 motores de combustão interna, pois nos outros cinco os gases são aproveitados pelas caldeiras de recuperação. Os gases de exaustão de um motor apresentam os parâmetros apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros dos Gases de Exaustão

Parâmetro	Valor
Vazão mássica (kg/s)	16,7
Temperatura (°C)	345

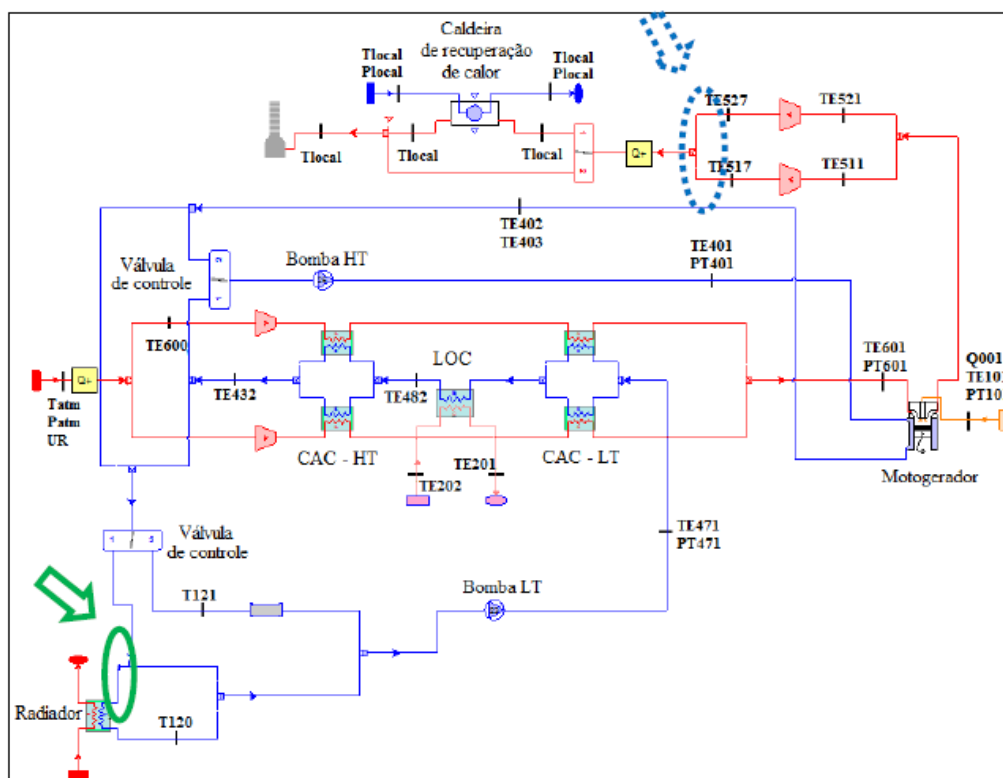
A água de resfriamento, pode ser aproveitada dos 20 MCI. A proposta deste trabalho é aproveitar o calor disponível da água de resfriamento imediatamente antes da água entrar no banco de radiadores, pois neste ponto há a junção dos circuitos HT e LT. Os parâmetros da água de resfriamento imediatamente antes de passar no radiador podem ser revistos na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica (m^3/h)	100
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	78,4

Na Figura 3.5 pode ser visto uma representação de um MCI no software *Thermoflex*, que é um programa computacional para modelagem e simulação de ciclos térmicos, que vem sendo desenvolvido pela empresa *ThermoFlow*TM. Os pontos onde serão consideradas as fontes de calor para o aproveitamento do calor estão destacados pelas setas.

Figura 3.5 - Representação da UG



Fonte: Modificado de Ribeiro (2014) apud MORAWSKI, (2016).

O circuito da água de resfriamento está em azul, ela sai do radiador, é bombeada pela Bomba LT por meio dos trocadores de calor do ar de admissão (CAC) e do óleo lubrificante (LOC). Em seguida é bombeada pela Bomba HT para dentro do bloco do motor. Por fim passa novamente pelo radiador para então recomençar o circuito. No circuito do ar de admissão e gases de exaustão, que está em vermelho, o ar é admitido, passa pelos filtros e é comprimido pelos compressores (que são acoplados às turbinas). Em seguida é resfriado por meio dos trocadores de calor (CAC) e então entra nos cilindros em conjunto com o óleo combustível. Os gases de exaustão resultantes ao saírem do motor, passam pelas turbinas (acopladas aos compressores) e por fim são rejeitados para o ambiente. Nas UG's em que há caldeiras de recuperação, os gases após passarem pelas turbinas, trocam calor na caldeira de recuperação para depois serem rejeitados ao ambiente.

No caso dos gases de exaustão a fonte de calor é considerada logo após passarem pelas turbinas (em linha pontilhada na Figura 3.5), e para a água de resfriamento é considerado o aproveitamento imediatamente antes do radiador (em linha contínua na Figura 3.5).

MORAWSKI, (2016) estimou a composição dos gases de exaustão com base na composição do combustível e do ar atmosférico.

A composição foi determinada com auxílio do Solver do software Microsoft Excel, e teve como ponto de partida uma composição média do diesel obtida de LORA e NASCIMENTO (2004). A composição do ar atmosférico em base seca foi obtida de MORAN e SHAPIRO (2011). A composição do ar atmosférico, considerando a umidade foi calculada para as condições ISO (25°C, 1 atm e 30% de UR).

O equacionamento da combustão foi realizado por meio da Equação 3.2, onde os coeficientes a e b são coeficientes de conversão de massa para mol.

Como foi visto, a vazão de gases de 16,7 kg/s, é composta por 16,2 kg/s de ar atmosférico e 0,5 kg/s de combustível.

Como resultado dos cálculos MORAWSKI (2016) definiu a composição molar dos gases como sendo a ilustrada na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.

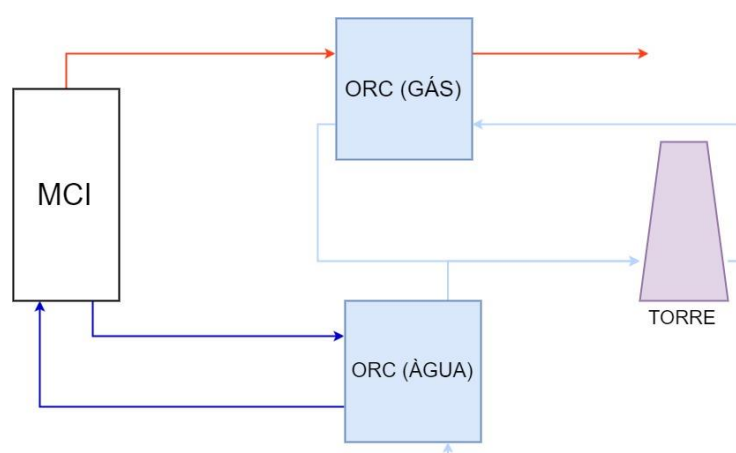
CO ₂ (%)	H ₂ O(%)	N ₂ (%)	O ₂ (%)	Ar(%)	SO ₂ (%)
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

Fonte: MORAWSKI, (2016).

3.2.1. Esquema Proposto para Aproveitamento de Calor

A disposição dos ORCs acoplados aos MCI é realizada segundo a Figura 3.5, de onde se tem um ORC para cada uma das fontes de calor disponíveis no MCI.

Figura 3.6 - Disposição dos ORCs acoplados a um MCI da UTE Viana



3.2.2. Potencial Máximo de Recuperação

O calor disponível para ser aproveitado por cada fonte de calor, caso a mínima temperatura seja atingida está exposta na Tabela 3.5.

Tabela 3.6 Quantidade de calor disponível para ser aproveitado para cada uma das fontes

Fonte de Calor	Valor (kW)
Água de Resfriamento (78,4 °C – 41,4 °C)	4195
Gases de Exaustão (345 °C – 180 °C)	3033

Caso o ORC utilizado for considerado um ciclo reversível, e a mínima temperatura que cada fonte de calor pode atingir, respeitando os limites técnicos e ambientais, for atingido a máxima potência possível de ser gerada é a determinada na Tabela 3.6, que foi calculada utilizando o Rendimento de Carnot (Eq. 3.1).

$$\eta = 1 - \frac{T_{ff}}{T_{fq}} \quad (3.1)$$

Onde, T_{ff} foi considerada como a temperatura média de rejeição de calor, calculada como a média entre a temperatura de entrada (27°C) e de saída (32 °C) da fonte fria, e T_{fq} foi considerada como a temperatura média de adição de calor, calculada como a média entre a temperatura de entrada e de saída da fonte quente.

Tabela 3.7 Potência Máxima possível de ser gerada por cada uma das fontes considerando ciclo reversível

Fonte de Calor	Valor (kW)
Água de Resfriamento (78,4 °C – 41,4 °C)	390
Gases de Exaustão (345 °C – 180 °C)	1326

Capítulo 4

Modelagem e Formulação do Problema de Otimização

Este capítulo tem como objetivo determinar a função objetivo, variáveis de decisão (seção 4.1). O Modelo Termodinâmico utilizado é detalhado na seção 4.2, enquanto que na seção 4.3 é apresentado o modelo econômico. Neste Capítulo também são determinados os demais parâmetros necessários para a realização da otimização.

4.1. Função Objetivo e Variáveis de Decisão

O problema de otimização termoeconômica proposto neste trabalho é formulado matematicamente segundo a Equação (4.1).

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimizar } F(x, y(x, p), p) \\
 & \text{Sujeito a:} \\
 & y(x, p) = 0 \\
 & g(x, y(x, p), p) \leq 0 \\
 & x \in \mathbb{R}^n, y \in \mathbb{R}^m, p \in \mathbb{R}^k, F \in \mathbb{R}
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Onde:

F é a função objetivo;

x é conjunto de variáveis de decisão (ou de projeto);

y é conjunto de variáveis dependentes, determinadas no EES (*Engineering Equation Solver*);

p é conjunto de variáveis independentes tratadas como parâmetros;

g são as restrições de desigualdade;

n é o número de variáveis de decisão;

m é o número de variáveis dependentes; e,

k é o número de variáveis independentes tratadas como parâmetros.

Os valores de todas as variáveis dependentes (y) devem ser determinados utilizando as modelagens, termodinâmica e econômica, isto é, por meio da solução do sistema de equações ($y(x, p) = 0$) no EES, para cada conjunto de variáveis de decisão (x) e de parâmetros (p). As variáveis independentes tratadas como parâmetros recebem valores que são mantidos constantes durante a otimização. Por outro lado, as variáveis de decisão são alteradas pelas rotinas de otimização na busca pelo ponto de ótimo.

O problema de otimização, proposto nesta dissertação consiste em minimizar a relação entre a taxa de custo total ($\sum \dot{Z}_i$) e a potência líquida gerada ($\dot{W}_{liq}$). Assim, o problema de otimização pode ser expresso como a minimização da função objetivo, F_{objetivo} , que é dada pela Equação (4.2). Para definir tal função é necessário uma modelagem termodinâmica para fornecer a potência líquida produzida no ciclo e uma modelagem econômica para obter o custo para produzi-la.

O custo neste trabalho é calculado com base no custo de aquisição dos equipamentos. O preço do combustível não é levado em consideração pois o mesmo já foi consumido pelo motor e a fonte de calor utilizada não gera custo adicional. Os modelos termodinâmico e econômico do problema de otimização têm cinco graus de liberdade representados pelas variáveis de decisão escolhidas: temperatura de evaporação (T_{evap}), de condensação (T_{cond}), o *pinch point* do evaporador ($\Delta Pinch_{\text{evap}}$) e os rendimentos isentrópicos da bomba (η_b) e da turbina (η_t), que foram escolhidas com base em trabalhos anteriores (FENG et al., 2015; SONG, SONG e GU, 2015 e YANG et al., 2015).

Essas variáveis são independentes e foram escolhidas, pois, influenciam diretamente no cálculo do custo de cada equipamento. As temperaturas de evaporação e condensação foram preferidas em relação à pressão nesses dois pontos pois a mesma varia muito para cada fluido de trabalho, o que poderia comprometer a comparação entre os resultados obtidos.

$$F_{\text{objetivo}} = \frac{\sum \dot{Z}_i}{\dot{W}_{liq}} \quad (4.2)$$

4.2. Modelagem Termodinâmica

As modelagens termodinâmicas dos ciclos foram desenvolvidas no EES, e são assumidas as seguintes considerações para a modelagem termodinâmica dos ciclos:

- I. Cada componente é considerado em regime permanente;
- II. Não foram consideradas as variações de energia cinética e potencial; e,
- III. Foram desprezados as perdas de calor e o atrito viscoso.

Os dados das fontes de calor apresentados no Capítulo 3 (Figura 3.2 à Figura 3.5), e as cinco variáveis independentes (variáveis de decisão) escolhidas para compor o problema de otimização proposto são incluídos como parâmetros na modelagem. Além disso, foi estabelecido o superaquecimento (ΔT_{sup}) e subresfriamento (ΔT_{sub}) iguais a 5°C e 3°C, respectivamente.

São selecionados alguns fluidos de trabalho para simulação do Ciclo Rankine Orgânico simples e regenerativo levando em consideração a fonte de calor que é utilizada. Para a modelagem do ORC para a água de resfriamento do motor como fonte quente são avaliados os fluidos de trabalho: R134a, R141b, R236ea, R245fa e para os gases de exaustão como fonte quente: benzeno, isobutano, isopentano, tolueno. Esses fluidos de trabalho são escolhidos com base na temperatura da fonte quente, e de resultados obtidos em trabalhos anteriores (CATALDO et al., 2014; QUOILIN et al., 2012, 2013; TOFFOLO et al., 2014 e WANG et al., 2011), levando em conta a biblioteca disponível no EES. Cada ciclo é modelado de forma independente para cada fluido de trabalho.

Selecionado o fluido de trabalho, dados os parâmetros e as variáveis independentes a modelagem termodinâmica é capaz de obter todas as propriedades termodinâmicas (temperatura, pressão, entalpia e entropia) de cada ponto do ciclo, conforme mostrado nos diagramas T - s da Figura 4.2 e da Figura 4.4 e realizar o balanço de massa e energia do sistema.

4.2.1. ORC Simples

O conjunto de equações do balanço de massa e energia do Ciclo Rankine Orgânico Simples é descrito de acordo com a configuração representada na Figura 4.1 e o diagrama T - s na Figura 4.2.

Figura 4.1 – Ciclo Rankine Orgânico Simples

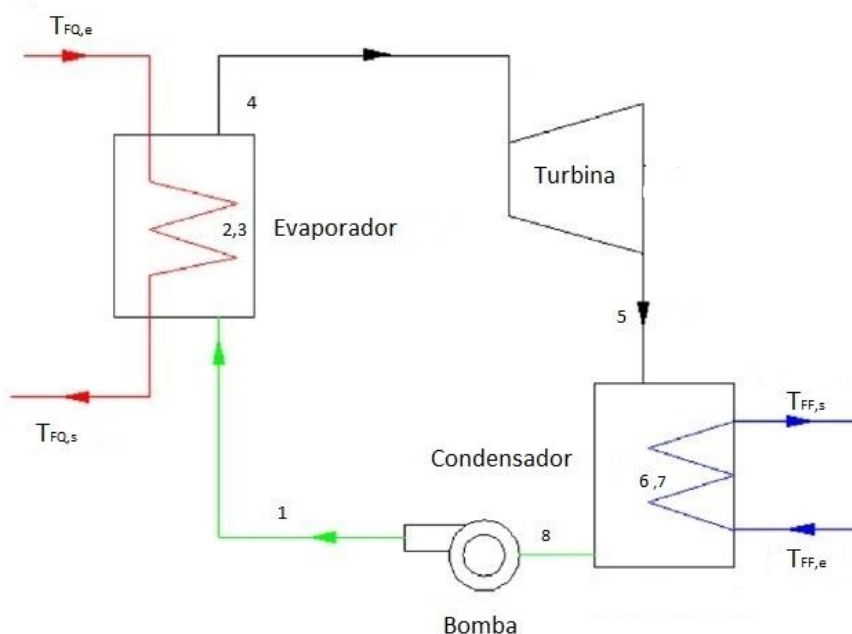
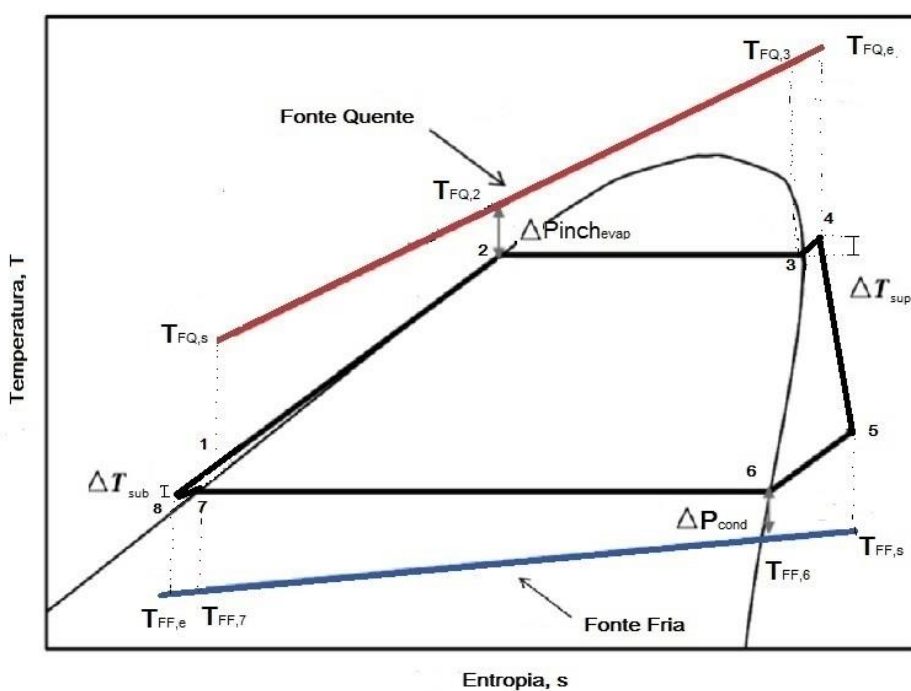


Figura 4.2 – Diagrama T – s do Ciclo Rankine Orgânico Simples



A taxa de transferência de calor da fonte quente ($\dot{Q}_{FQ}$) pode ser determinada pela Equação (4.3), onde $\dot{m}_{FQ}$ é a vazão mássica da fonte quente, $c_{p,FQ}$ é o calor específico da fonte quente, $T_{FQ,e}$ é a temperatura de entrada da fonte quente e $T_{FQ,s}$ é a temperatura de saída da fonte quente.

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) \quad (4.3)$$

Para água de resfriamento do motor como fonte quente adota-se $c_{p,FQ} = c_{p,\text{água}}$, onde $c_{p,\text{água}}$ é o calor específico médio da água e seu valor é determinado pela biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES. Enquanto que para os gases de exaustão, $c_{p,FQ} = c_{p,\text{gases}}$, onde $c_{p,\text{gases}}$ é o calor específico dos gases de exaustão, que é determinado pela Equação (4.4), onde n são os elementos químicos nos gases de exaustão, y é a concentração molar, M é a massa molecular e $\bar{c}_p$ é o calor específico molar. Os gases de exaustão são considerados como uma mistura de gases ideais, compostos por seis elementos ($n = \text{O}_2, \text{N}_2, \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{Ar}$ e SO_2) e cujas concentrações molares estão listadas na Tabela 3.5.

$$c_{p,\text{gases}} = \frac{1}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n c_{p_n} \quad (4.4)$$

Essa taxa de transferência de calor da fonte quente ($\dot{Q}_{FQ}$) pode ser dividida em três parcelas, conforme descrito na Equação (4.5), onde $T_{FQ,3}$ e $T_{FQ,2}$ são as temperaturas da fonte quente correspondentes ao ponto 3 e 2 do diagrama T – s (Figura 4.2).

$$\dot{Q}_{FQ} = {}_4\dot{Q}_{FQ_3} + {}_3\dot{Q}_{FQ_2} + {}_2\dot{Q}_{FQ_1} \quad (4.5)$$

$${}_4\dot{Q}_{FQ_3} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,3}) \quad (4.6)$$

$${}_3\dot{Q}_{FQ_2} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,2}) \quad (4.7)$$

$${}_2\dot{Q}_{FQ_1} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,2} - T_{FQ,s}) \quad (4.8)$$

$T_{FQ,2}$ é determinado com a Equação (4.9).

$$\Delta Pinch_{evap} = T_{FQ,2} - T_{evap} \quad (4.9)$$

O processo de adição de calor no evaporador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ($\dot{Q}_{evap}$) é dada pela Equação (4.10), onde h_4 e h_1 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e entrada do evaporador e $\dot{m}_{ORC}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_1) \quad (4.10)$$

Realizando o balanço de massa e energia entre o evaporador e a fonte quente se obtém a Equação (4.12).

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{Q}_{evap} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_1) \quad (4.12)$$

Devido a diferença do coeficiente global de transferência de calor para cada uma das fases que ocorre no evaporador este é dividido em três seções.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{evap,1} + \dot{Q}_{evap,2} + \dot{Q}_{evap,3} + \dot{Q}_{evap,4} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{evap,1} = \dot{m}_{ORC}(h_2 - h_1) \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_{evap,2} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{evap,3} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) \quad (4.16)$$

onde h_3 e h_2 são as entalpias específicas do fluido de trabalho correspondente a mudança de fase no evaporador.

As Equações (4.18) e (4.20) correspondem ao balanço de massa e energia entre o evaporador e a fonte quente nas seções de superaquecimento e pré-aquecimento, respectivamente.

$${}_3\dot{Q}_{evap\ 4} = {}_4\dot{Q}_{FQ\ 3} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,3}) \quad (4.18)$$

$${}_2\dot{Q}_{evap\ 3} = {}_3\dot{Q}_{FQ\ 2} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,2}) \quad (4.20)$$

A taxa de transferência de calor para fonte fria ($\dot{Q}_{FF}$) pode ser determinada pela Equação (4.21), onde $\dot{m}_{FF}$ é a vazão mássica da fonte fria, $c_{p,FF}$ é o calor específico da fonte fria, $T_{FF,e}$ é a temperatura de entrada da fonte fria e $T_{FF,s}$ é a temperatura de saída da fonte fria.

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,e}) \quad (4.21)$$

Para a fonte fria adota-se $c_{p,FF} = c_{p,\acute{a}gua}$, onde $c_{p,\acute{a}gua}$ é o calor específico médio da água e seu valor é determinado pela biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES.

Essa taxa de transferência de calor para fonte fria ($\dot{Q}_{FF}$) pode ser dividida em três parcelas, conforme descrito na Equação (4.22), onde $T_{FF,6}$ e $T_{FF,7}$ são as temperaturas da fonte fria correspondentes ao ponto 6 e 7 do diagrama T - s (Figura 4.2).

$$\dot{Q}_{FF} = {}_5\dot{Q}_{FF\ 6} + {}_6\dot{Q}_{FF\ 7} + {}_7\dot{Q}_{FF\ 8} \quad (4.22)$$

$${}_5\dot{Q}_{FF\ 6} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,6}) \quad (4.23)$$

$${}_6\dot{Q}_{FF\ 7} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,6} - T_{FF,7}) \quad (4.24)$$

$${}_7\dot{Q}_{FF\ 8} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,7} - T_{FF,e}) \quad (4.25)$$

O processo de rejeição de calor no condensador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para a fonte fria ($\dot{Q}_{cond}$) é dada pela Equação (4.26), onde h_5 e h_8 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída do condensador.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_8) \quad (4.26)$$

Pode-se determinar a vazão mássica da fonte fria ($\dot{m}_{FF}$) pela Equação (4.28).

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{Q}_{cond} \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,e}) = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_8) \quad (4.28)$$

Conforme citado anteriormente, devido a diferença do coeficiente global de transferência de calor para cada uma das fases que ocorre no condensador o mesmo é dividido em três seções.

$$\dot{Q}_{cond} = {}_5\dot{Q}_{cond6} + {}_6\dot{Q}_{cond7} + {}_7\dot{Q}_{cond8} \quad (4.29)$$

$${}_5\dot{Q}_{cond6} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) \quad (4.30)$$

$${}_6\dot{Q}_{cond7} = \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_7) \quad (4.31)$$

$${}_7\dot{Q}_{cond8} = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) \quad (4.32)$$

onde h_6 e h_7 são as entalpias específicas do fluido de trabalho correspondente a mudança de fase no condensador.

Pode-se determinar as temperaturas intermediárias na fonte fria ($T_{FF,6}$, $T_{FF,7}$), correspondentes aos pontos 6 e 7 do diagrama T - s (Figura 4.2), por meio das Equações (4.34) e (4.36), realizando o balanço de massa e energia entre o condensador e da fonte fria nas seções de subresfriamento e dessuperaquecimento, respectivamente.

$${}_7\dot{Q}_{cond8} = {}_7\dot{Q}_{FF8} \quad (4.33)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,7} - T_{FF,e}) \quad (4.34)$$

$${}_6\dot{Q}_{cond7} = {}_6\dot{Q}_{FF7} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,6} - T_{FF,7}) \quad (4.36)$$

Determinado as temperaturas intermediárias da fonte fria, a Equação (4.37) fornece o *pinch point* do condensador.

$$\Delta Pinch_{cond} = T_{cond} - T_{FF,6} \quad (4.37)$$

O método de diferença de temperatura média logarítmica é utilizado neste estudo e determinado pela Equação (4.31).

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.38)$$

onde ΔTML é a diferença de temperatura média logarítmica, ΔT_1 e ΔT_2 são as diferenças de temperatura máximas e mínimas, respectivamente, nas extremidades dos trocadores de calor utilizados no evaporador e condensador.

A área de transferência de calor para cada seção do evaporador e condensador (A_i) pode ser calculada pela Equação (4.39), onde, U_i , $\dot{Q}_i$ e ΔTML_i , são o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de transferência de calor e a diferença de temperatura média logarítmica em cada seção, respectivamente.

$$A_i = \dot{Q}_i / U_i \cdot \Delta TML_i \quad (4.39)$$

O valor de U_i é 0,2 kW/m²K para os trocadores de calor em que ocorre mudança de fase, no condensador e no evaporador e 0,13 kW/m²K para os demais trocadores de calor (YUE, YOU e HUANG, 2016).

A potência da bomba ($\dot{W}_b$) pode ser determinada pela Equação (4.40), onde η_b é a eficiência isentrópica da bomba, h_8 e h_1 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da bomba.

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_1 - h_8)}{\eta_b} \quad (4.40)$$

O vapor superaquecido do fluido de trabalho passa por uma turbina para gerar potência mecânica. A potência mecânica da turbina ($\dot{W}_t$) é dada pela Equação (4.41),

onde η_t é a eficiência isentrópica da turbina, h_4 e h_5 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da turbina.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_5) \cdot \eta_t \quad (4.41)$$

A potência mecânica líquida ($\dot{W}_{liq}$) pode ser determinada pela Equação (4.42).

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_b \quad (4.42)$$

A eficiência térmica do ORC é a razão entre a potência líquida de saída e a taxa de calor transferida da fonte quente e é dada pela Equação (4.43).

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{FQ}} \quad (4.43)$$

4.2.2. ORC Regenerativo

O conjunto de equações do balanço de massa e energia do Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo foi descrito de acordo com a estrutura física representada na Figura 4.3 e diagrama T - s na Figura 4.4.

Figura 4.3 – Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo

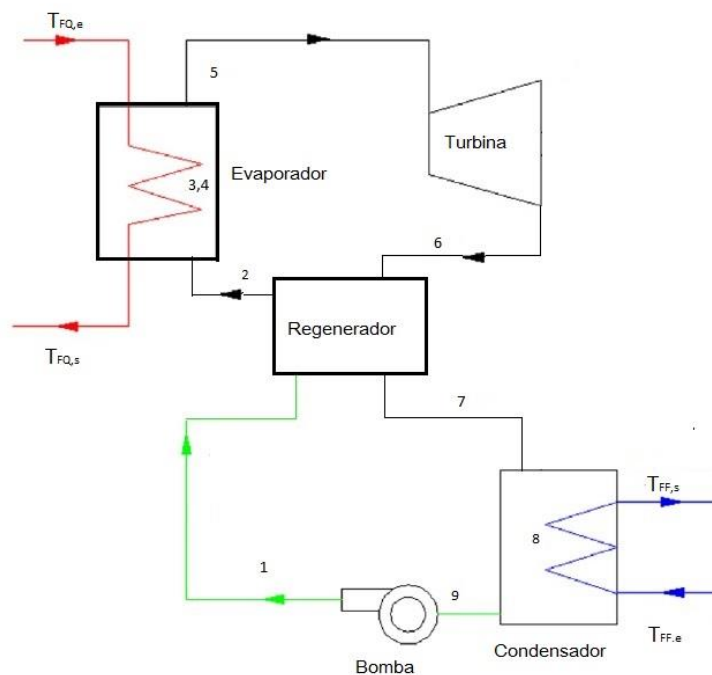
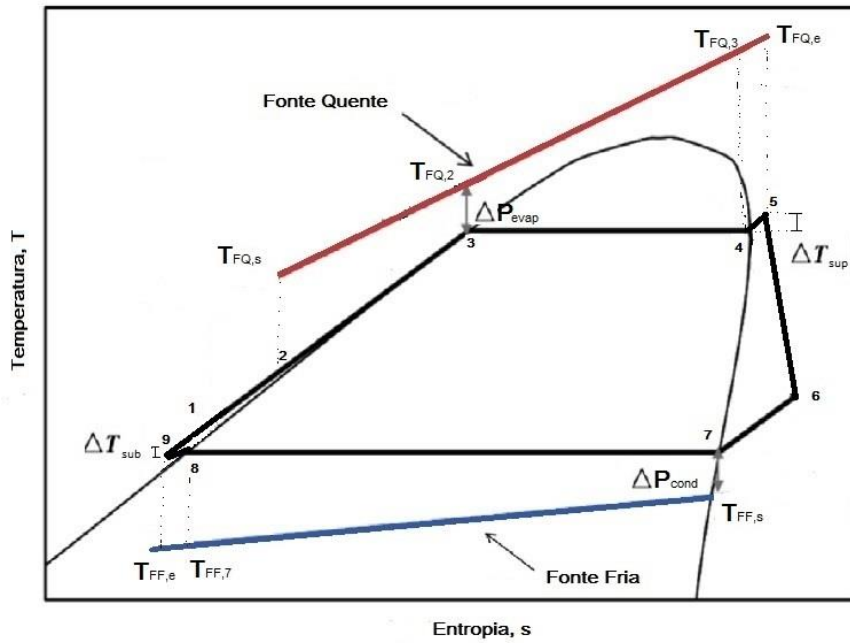


Figura 4.4 – Diagrama T – s do Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo



A taxa de transferência de calor da fonte quente ($\dot{Q}_{FQ}$) pode ser determinada pela Equação (4.3).

Essa taxa de transferência de calor da fonte quente ($\dot{Q}_{FQ}$) analogamente ao ciclo simples pode ser dividida em três parcelas, conforme descrito na Equação (4.44), onde $T_{FQ,4}$ e $T_{FQ,3}$ são as temperaturas da fonte quente correspondentes ao ponto 4 e 3 do diagrama T - s (Figura 4.4).

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{Q}_{FQ,4} + \dot{Q}_{FQ,3} + \dot{Q}_{FQ,2} \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{FQ,4} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,4}) \quad (4.45)$$

$$\dot{Q}_{FQ,3} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,4} - T_{FQ,3}) \quad (4.46)$$

$$\dot{Q}_{FQ,2} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,s}) \quad (4.47)$$

$T_{FQ,3}$ pode ser determinado com a Equação (4.48):

$$\Delta Pinch_{evap} = T_{FQ,3} - T_{evap} \quad (4.48)$$

O processo de adição de calor no evaporador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ($\dot{Q}_{evap}$) é dada pela Equação (4.49), onde h_5 e h_2 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e entrada do evaporador e $\dot{m}_{ORC}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_2) \quad (4.49)$$

Realizando o balanço de massa e energia entre o evaporador e a fonte quente se obtém a Equação (4.51).

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{Q}_{evap} \quad (4.50)$$

$$\dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_2) \quad (4.51)$$

Devido a diferença do coeficiente global de transferência de calor para cada uma das fases que ocorre no evaporador este é dividido em três seções.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{evap\ 3} + \dot{Q}_{evap\ 4} + \dot{Q}_{evap\ 5} \quad (4.52)$$

$$\dot{Q}_{evap\ 3} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2) \quad (4.53)$$

$$\dot{Q}_{evap\ 4} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) \quad (4.54)$$

$$\dot{Q}_{evap\ 5} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_4) \quad (4.55)$$

Onde h_4 e h_3 são as entalpias específicas do fluido de trabalho correspondente a mudança de fase no evaporador.

As Equações (4.57) e (4.59) correspondem ao balanço de massa e energia entre as seções do evaporador e da fonte quente referentes, respectivamente, ao superaquecimento e ao pré-aquecimento.

$$\dot{Q}_{evap\ 5} = \dot{Q}_{FQ\ 4} \quad (4.56)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_5 - h_4) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,4}) \quad (4.57)$$

$$\dot{Q}_{3\text{evap}4} = \dot{Q}_{FQ3} \quad (4.58)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,4} - T_{FQ,3}) \quad (4.59)$$

A taxa de transferência de calor para fonte fria ($\dot{Q}_{FF}$) pode ser determinada pela Equação (4.21). Essa taxa de transferência de calor para fonte fria pode ser dividida em duas parcelas, conforme descrito nas Equações (4.60), (4.61) e (4.62), onde $T_{FF,8}$ é a temperatura da fonte fria correspondentes ao ponto 8 do diagrama T - s (Figura 4.4).

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{Q}_{FF8} + \dot{Q}_{FF9} \quad (4.60)$$

$$\dot{Q}_{FF8} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,8}) \quad (4.61)$$

$$\dot{Q}_{FF9} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,8} - T_{FF,e}) \quad (4.62)$$

O processo de rejeição de calor no condensador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para a fonte fria ($\dot{Q}_{cond}$) é dada pela Equação (4.63), onde h_7 e h_9 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída do condensador.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_9) \quad (4.63)$$

Pode-se determinar a vazão mássica da fonte fria ($\dot{m}_{FF}$) pela Equação (4.65).

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{Q}_{cond} \quad (4.64)$$

$$\dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,e}) = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_9) \quad (4.65)$$

Devido à variação do coeficiente global de transferência de calor causada por diferentes fases, o condensador é dividido em duas seções.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{cond8} + \dot{Q}_{cond9} \quad (4.66)$$

$$\dot{Q}_{cond8} = \dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) \quad (4.67)$$

$$\dot{Q}_{cond\ 9} = \dot{m}_{ORC}(h_8 - h_9) \quad (4.68)$$

onde h_8 é a entalpia específica do fluido de trabalho correspondente ao estado de líquido saturado no condensador.

Pode-se determinar a temperatura intermediária na fonte fria correspondente ao ponto 8 do ciclo ($T_{FF,8}$) por meio da Equação (4.70), realizando um balanço de massa e energia entre a seção do condensador e a fonte fria.

$$\dot{Q}_{cond\ 8} = \dot{Q}_{FF\ 8} \quad (4.69)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,8}) \quad (4.70)$$

Determinada a temperatura intermediária da fonte fria, a Equação (4.71) fornece o *pinch point* do condensador.

$$\Delta Pinch_{cond} = T_{cond} - T_{FF,s} \quad (4.71)$$

Realizando o balanço de massa e energia no regenerador (4.72) é possível determinar a entalpia específica no ponto 2 (h_2).

$$(h_2 - h_1) = (h_6 - h_7) \quad (4.72)$$

A área de transferência de calor para cada seção do evaporador, condensador e do regenerador (A_i) pode ser calculada pela Equação (4.39).

A potência da bomba ($\dot{W}_b$) pode ser determinada pela Equação (4.73), onde η_b é a eficiência isentrópica da bomba, h_8 e h_1 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da bomba.

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_1 - h_9)}{\eta_b} \quad (4.73)$$

O vapor superaquecido do fluido de trabalho passa por uma turbina para gerar potência mecânica. A potência mecânica da turbina ($\dot{W}_t$) é dada pela Equação (4.74),

onde η_t é a eficiência isentrópica da turbina, h_5 e h_6 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da turbina.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) \cdot \eta_t \quad (4.74)$$

A potência mecânica líquida ($\dot{W}_{liq}$) pode ser determinada pela Equação (4.42) e a eficiência térmica do ORC pela Equação (4.43).

4.3. Modelo Econômico Utilizado

Ao avaliar os custos de uma planta, é necessário considerar o custo anual associado à aquisição e operação de cada componente da planta. Com base nesses custos, a equação geral para a taxa de custo ($\dot{Z}_i$ in \$/s) associada ao investimento de capital e os custos de manutenção para o i-ésimo componente é dada pela Equação (4.75), onde Z_i é o custo de compra do i-ésimo componente (\$), ϕ é o fator de manutenção ($\phi = 1.06$), N representa o número de horas de operação da planta por ano ($N=7446h$), e CRF, expresso pela Equação (4.76), é o fator anual de recuperação de capital, considerando uma taxa (j) de 10% e 20 anos (n).

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i CRF \phi}{(N \times 3600)} \quad (4.75)$$

$$CRF = \frac{j_r(1 + j_r)^n}{(1 + j_r)^n - 1} \quad (4.76)$$

As equações utilizadas para estimar o custo de aquisição dos equipamentos (Z_i) se encontram na Tabela 4.1, e foram as mesmas utilizadas no trabalho de ZARE (2015) para os trocadores de calor, enquanto que para bomba e a turbina foram utilizadas as equações de custo do propostas por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000), porém com algumas modificações. As Equações (4.77) e (4.78) utilizadas por ZARE (2015) para estimar o custo da turbina e bomba em um ORC são diretamente dependentes da potência, não respondendo de forma satisfatória em relação às variáveis de decisão (Figura 4.5 e Figura 4.6). Além destas equações de custos não serem diretamente dependentes das variáveis de decisão, o custo da bomba possui um comportamento decrescente em relação ao aumento da eficiência isentrópica (Figura

4.5) e tanto para bomba quanto para turbina a função de custo não era penalizada por um limite tecnológico do equipamento (Figura 4.5 e Figura 4.6), o que justifica a utilização das equações de custo propostas por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000) para tais equipamentos.

Tabela 4.1 Funções de Custo de cada Equipamento

Equipamento	Equações de Custo
	$Z = A \cdot \exp(B \ln(C \cdot FB1(D \cdot F2T + E \cdot F2P))). FBN \cdot FBT$ $FB1 = \eta_T \dot{m}_{orc}$ $F2T = T_e - T_s - T_s \cdot \ln \frac{T_e}{T_s}$ $F2P = T_s \cdot \left(\frac{P_e}{P_s} \right)$ $FBN = 1 + \left(\frac{1 - 0,9}{1 - \eta_T} \right)^3$ $FBT = 1 + 5 \cdot \exp \left(\frac{T_e - 1100}{18,75} \right)$
Turbina	
Trocadores de Calor	$Z = 10000 + 324(A^{0,91})$
Bomba	$Z = A \cdot \exp(B \cdot \ln(C \cdot \dot{m}_{orc} \cdot D \cdot (P_s - P_e))). FDN$ $FDN = 1 + \left(\frac{1 - 0,8}{1 - \eta_b} \right)^3$

$$\log_{10} PEC = 2,6259 + 1,4398 \log_{10} \dot{W}_T - 0,1776 (\log_{10} \dot{W}_T)^2 \quad (4.77)$$

$$\log_{10} PEC = 3,3892 + 0,0536 \log_{10} \dot{W}_P + 0,1538 (\log_{10} \dot{W}_P)^2 \quad (4.78)$$

Figura 4.5 - Custo da Bomba Zare (2015) versus Eficiência Isentrópica

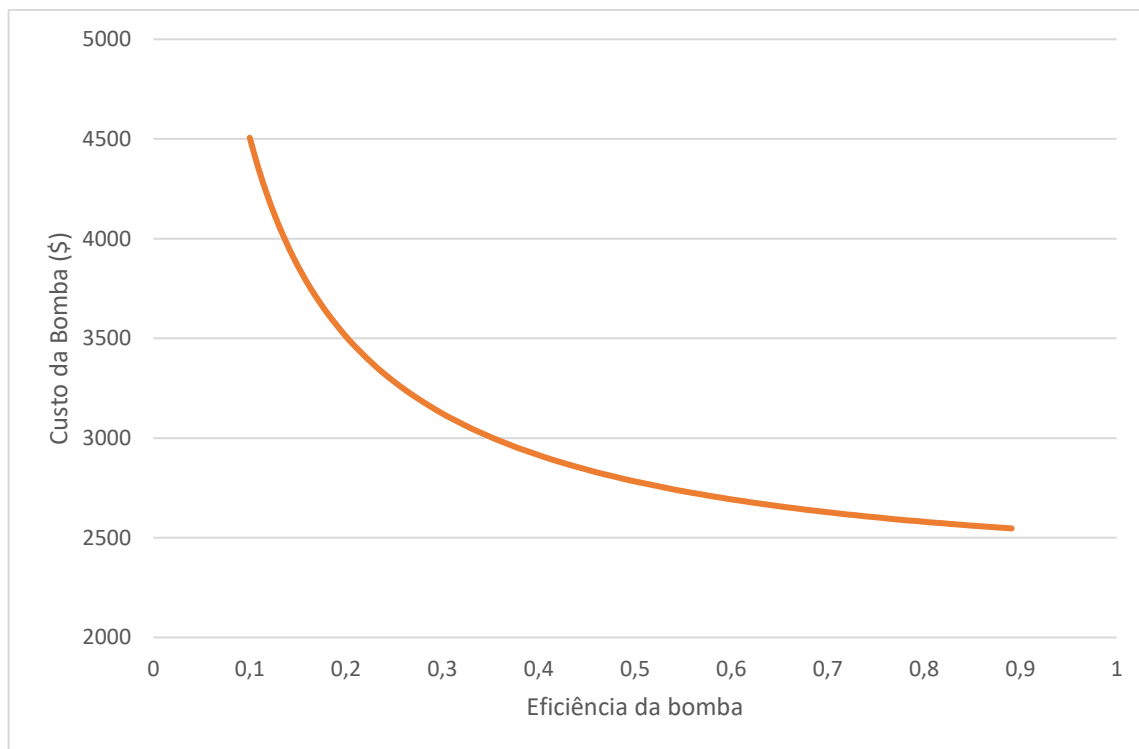
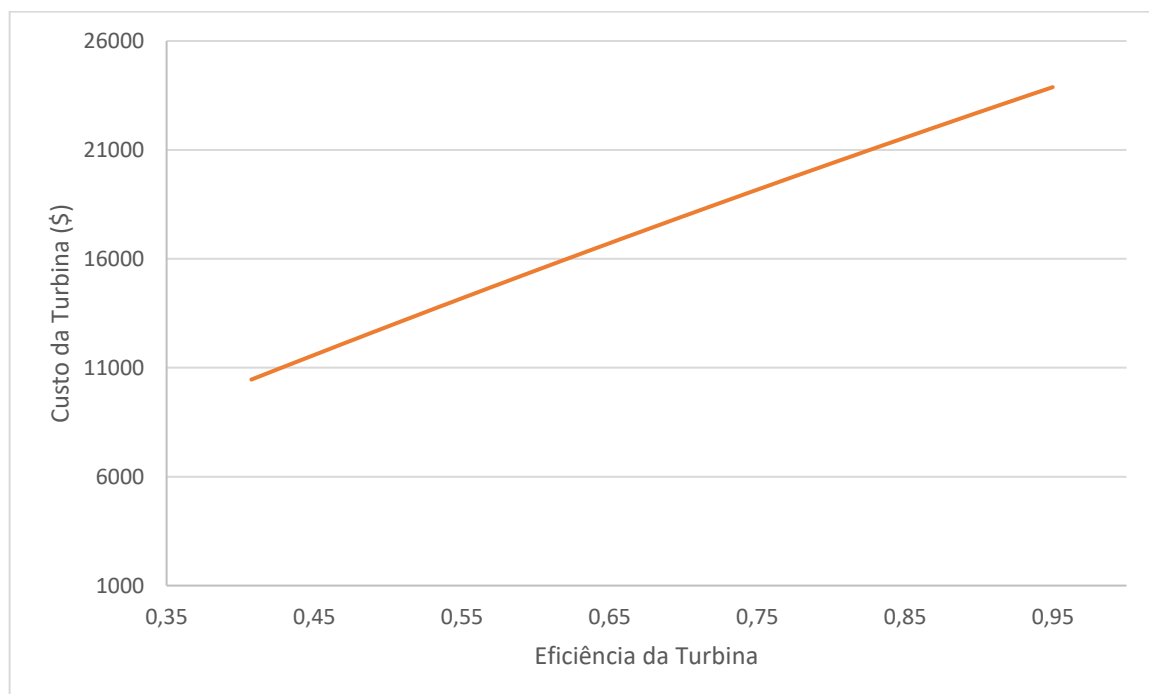


Figura 4.6 - Custo da Turbina Zare (2015) versus Eficiência Isentrópica.



As equações de custos utilizadas por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000) apresentavam comportamento matemático satisfatório, porém os valores dos custos de aquisição não correspondiam a valores coerentes para turbinas e bombas

aplicadas em um ORC, já que estas equações foram criadas para serem utilizadas para estimar o custo de turbinas e bombas para ciclo Rankine a vapor. Portanto os coeficientes das equações de custo para turbina e bomba (A, B, C, D, E) utilizados em Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000) não podem ser diretamente aplicados em ORC, sendo necessário ajustar a curva de custo proposta por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE, (2000). Para realizar este ajuste foi utilizada a curva de custo proposta por Zare (2015), já que em seu trabalho é estimado o custo em função da potência para turbina e bomba de ORC dadas as características de projeto do equipamento.

A metodologia de ajuste teve como base um modelo de turbina cuja potência foi calculada em função da vazão mássica, das pressões e temperaturas de entrada e saída e da eficiência da mesma, que são os parâmetros necessários para o cálculo do custo utilizando a equação proposta por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000). O custo do equipamento com dessa potência é calculado utilizando a equação sugerida por Zare (2015), e serviu de base para o cálculo dos coeficientes da equação.

Para determinação dos coeficientes das equações de custo foi realizada a minimização do quadrado da diferença entre os custos dos equipamentos determinados por Zare (2015) e por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE (2000) para uma mesma potência e fluido de trabalho, tendo as constantes da equação proposta por Frangopoulos como variáveis, de modo que as constantes foram definidas para o mínimo encontrado. Esse procedimento foi repetido para todos os fluidos, e foi realizado procedimento semelhante para a bomba.

$$Minimizar = \sum_{i=1}^n (Z_{Frangopoulos} - Z_{Zare})^2 \quad (4.79)$$

As constantes de custos são apresentadas na Tabela 4.2 e na Tabela 4.3. O comportamento das funções de custo propostas por Frangopoulos (1991) *apud* UCHE, (2000) após o ajuste podem ser visto na Figura 4.7 e na Figura 4.8.

Tabela 4.2 - Constantes da Equação de Custo da Turbina.

Fluido	A	B	C	D	E
R134a	15061	0,9019	0,007783	0,001012	0,4118
R141b	21332	0,8322	0,0008064	0,01142	2,974
R236ea	1998	0,8841	0,004217	0,2347	6,137
R245fa	16416	0,8018	0,001419	0,9879	2,009
Benzeno	60109	0,749	0,000967	0,001	0,9916
Isobutano	26278	0,7555	0,0007869	0,01052	4,462
Isopentano	22224	0,7584	0,000516	0,01411	7,334
Tolueno	7079	0,519	0,007463	1,0	7,034

Tabela 4.3 - Constantes da Equação de custo da Bomba.

Fluido	A	B	C	D
R134a	2387	0,000111	0,002186	0,003234
R141b	5034	0,07972	0,00007868	0,04978
R236ea	4133	0,0521	0,00002201	0,02265
R245fa	4618	0,06235	0,00004571	0,01541
Benzeno	2793	0,02009	0,00008107	0,05742
Isobutano	9540	0,1321	0,00009871	0,05142
Isopentano	4147	0,05208	0,00006947	0,04186
Tolueno	2196	0,0001	0,0008145	0,02602

Figura 4.7 - Custo de aquisição da bomba versus eficiência isentrópica.

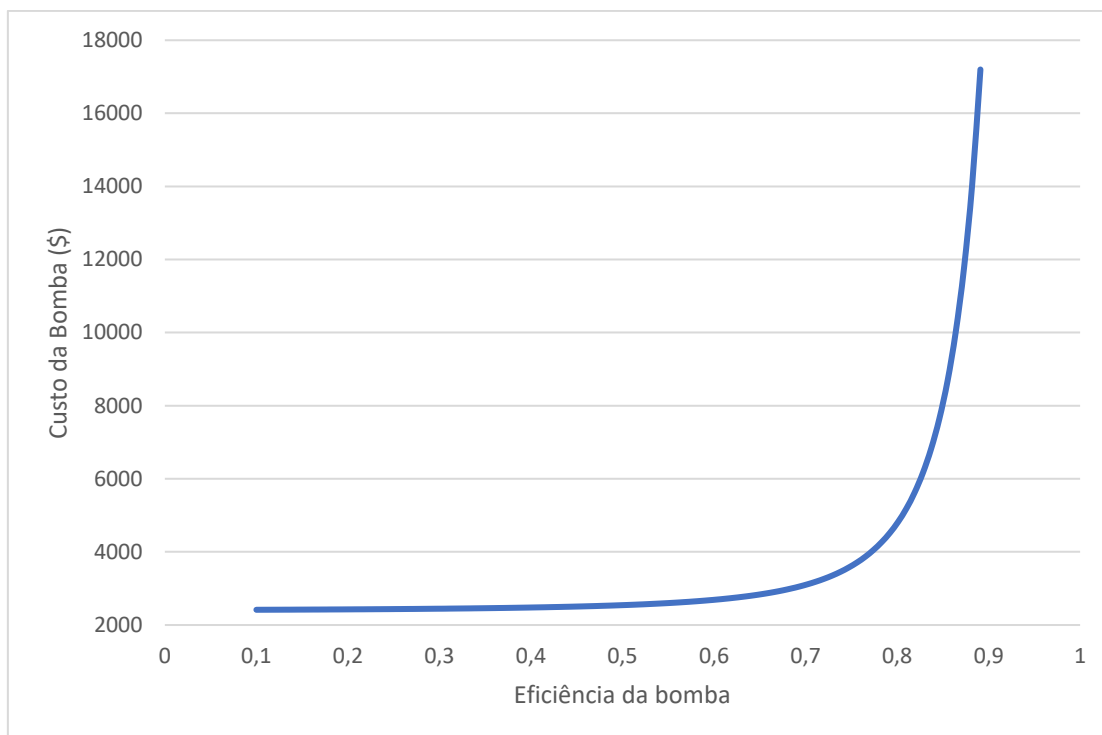
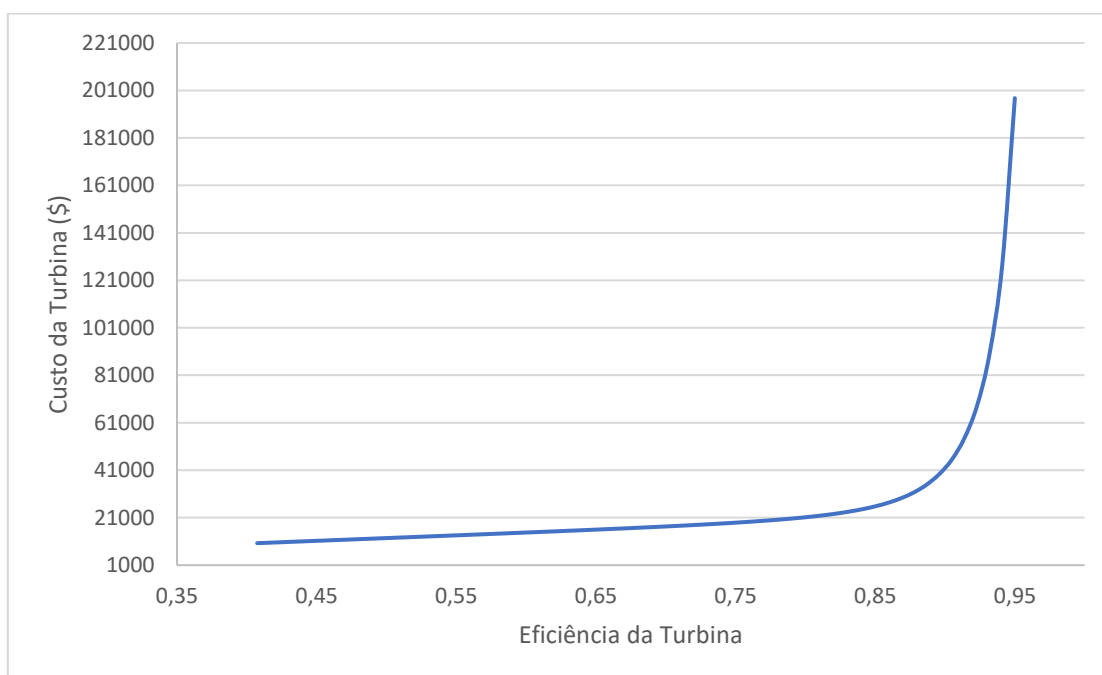


Figura 4.8 - Custo da Turbina versus a Eficiência.



A Figura 4.9 e a Figura 4.10 mostram a comparação entre os custos de aquisição da turbina e da bomba para o fluido de trabalho R134a, obtidos utilizando as equações propostas por ZARE (2015) e Frangopoulos (1991) *apud* UCHE, (2000) após o ajuste dos coeficientes de custos. Observa-se que os valores obtidos são similares, sendo

assim neste trabalho para bomba e turbina serão adotadas as equações de custo da Tabela 4.1, cujos coeficientes de custos encontram-se na Tabela 4.2 e na Tabela 4.3.

Figura 4.9 - Comparação entre os valores de custo da Turbina encontrados utilizando as equações do Zare (2015) e Frangopoulos (1991) adaptada para diversos valores de eficiência.

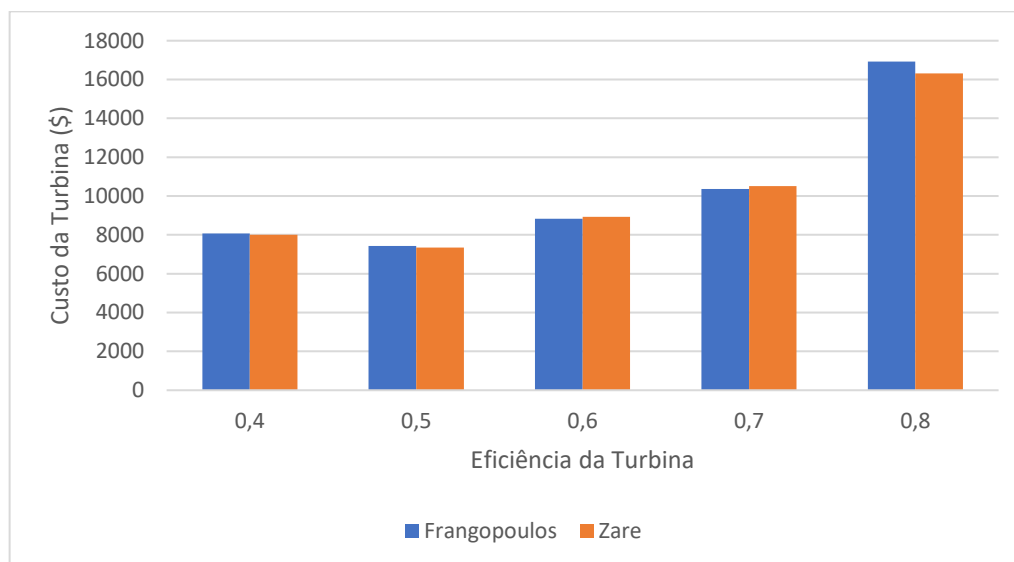
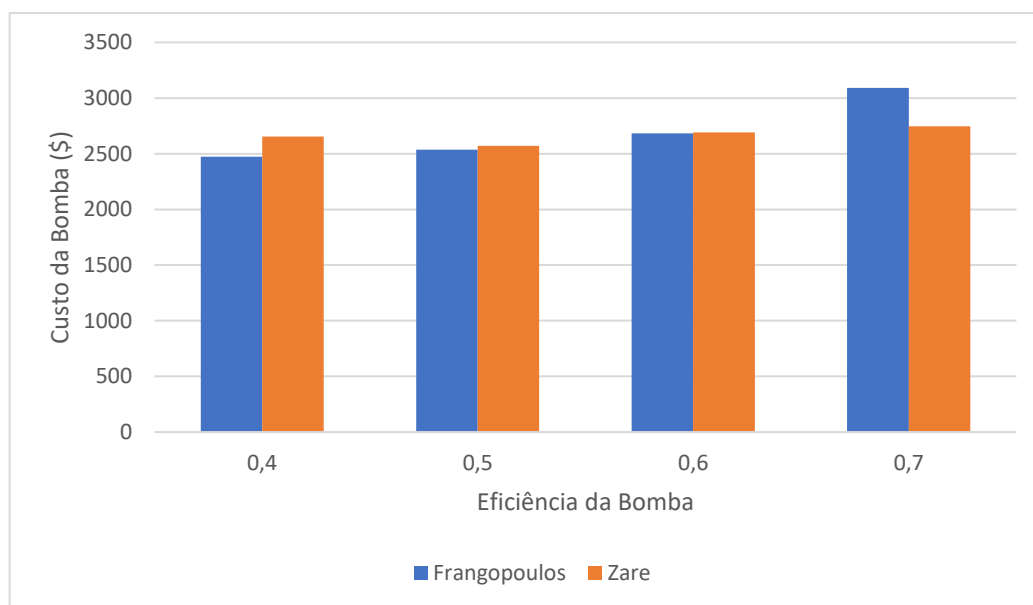


Figura 4.10 - Comparação entre os valores de custo da Bomba encontrados utilizando as equações do Zare (2015) e Frangopoulos (1991) adaptada para diversos valores de eficiência.



O custo da bomba tende a aumentar em relação ao crescimento do rendimento isentrópico (Figura 4.7), da vazão mássica (Figura 4.11) e da diferença de pressão na sucção e recalque (Figura 4.12). Observa-se na Figura 4.7 que para valores de rendimentos isentrópicos acima de 0,8 a função de custo da bomba sofre uma

penalização, já que neste trabalho foi considerado este valor para rendimento isentrópico máximo da bomba. A turbina possui um custo com comportamento similar ao custo da bomba, em que tende a aumentar em relação ao crescimento do rendimento isentrópico (Figura 4.8), da vazão mássica (Figura 4.13) e da razão de pressão (Figura 4.14). Para a turbina foi adotado um valor de rendimento isentrópico máximo igual a 0,9.

Figura 4.11 - Custo de aquisição da bomba versus vazão mássica.

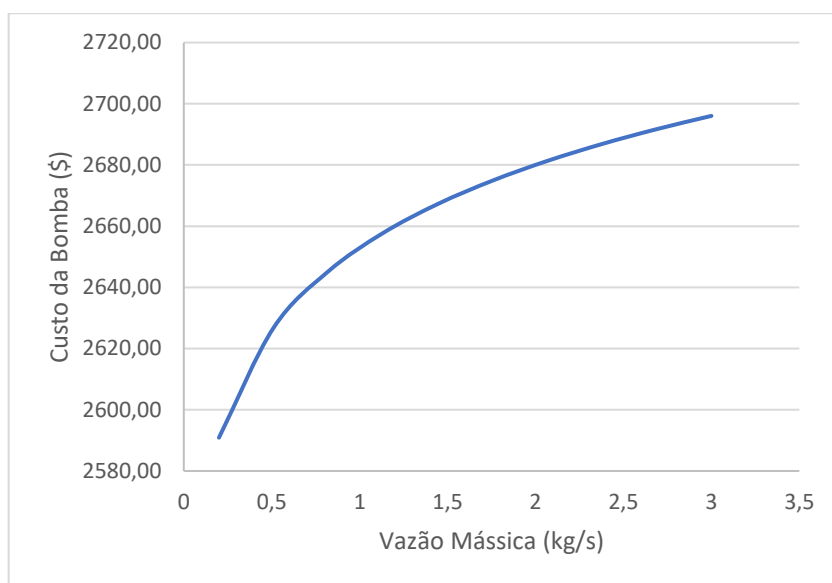


Figura 4.12 - Custo de aquisição da bomba versus diferença de pressão.

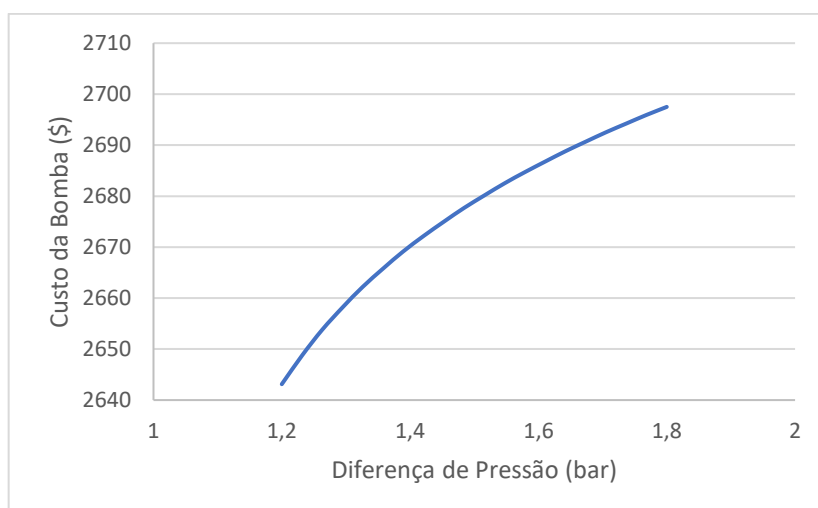


Figura 4.13 - Custo de aquisição da turbina versus vazão mássica.

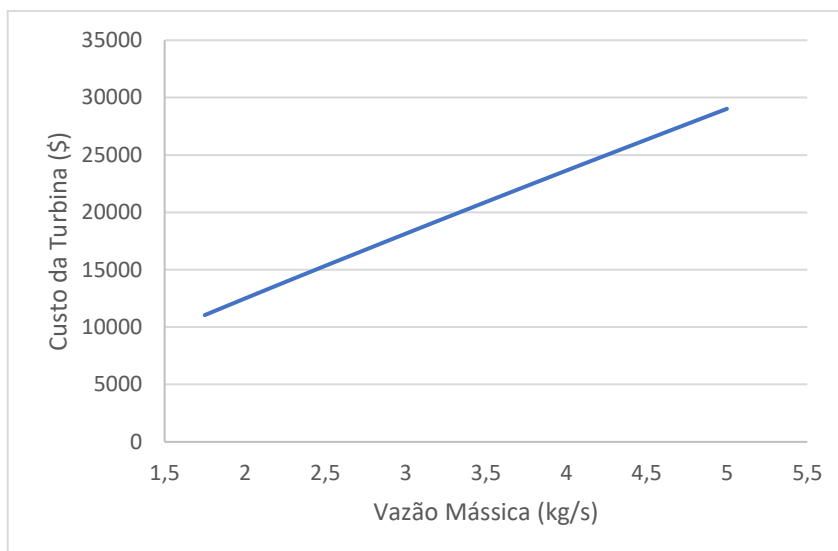
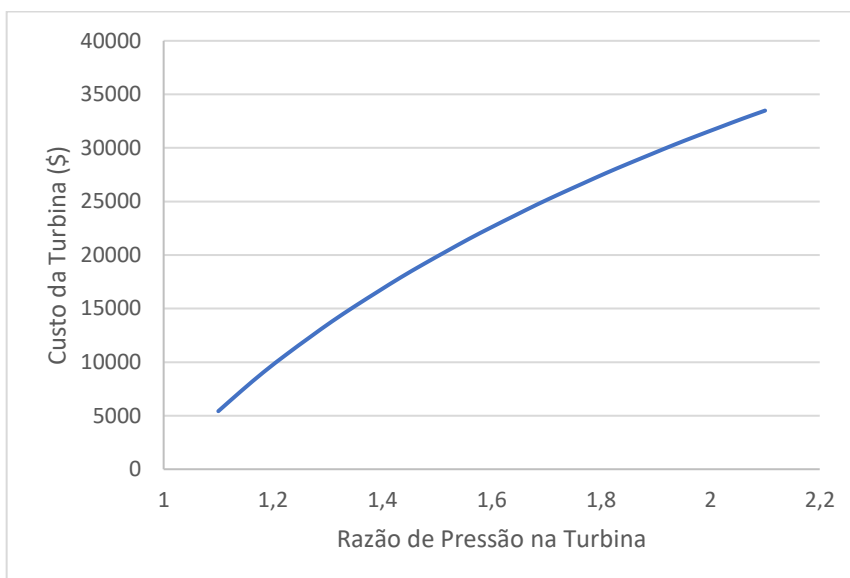


Figura 4.14- Custo de aquisição da turbina versus relação de pressão.



A área do trocador de calor aumenta com a redução da diferença média de temperatura logarítmica (Figura 4.15) e temperatura de *pinch point* (Figura 4.16). O custo do trocador de calor aumenta em relação ao crescimento da área do trocador (Figura 4.17). Para valores de temperatura de *pinch point* tendendo a zero ocorre um aumento acentuado no custo do equipamento, visto que para este caso a área do equipamento tende ao infinito. Esses comportamentos são coerentes com o comportamento previsto para estes equipamentos.

Figura 4.15 - Área do trocador de calor versus diferença média de temperatura logarítmica.

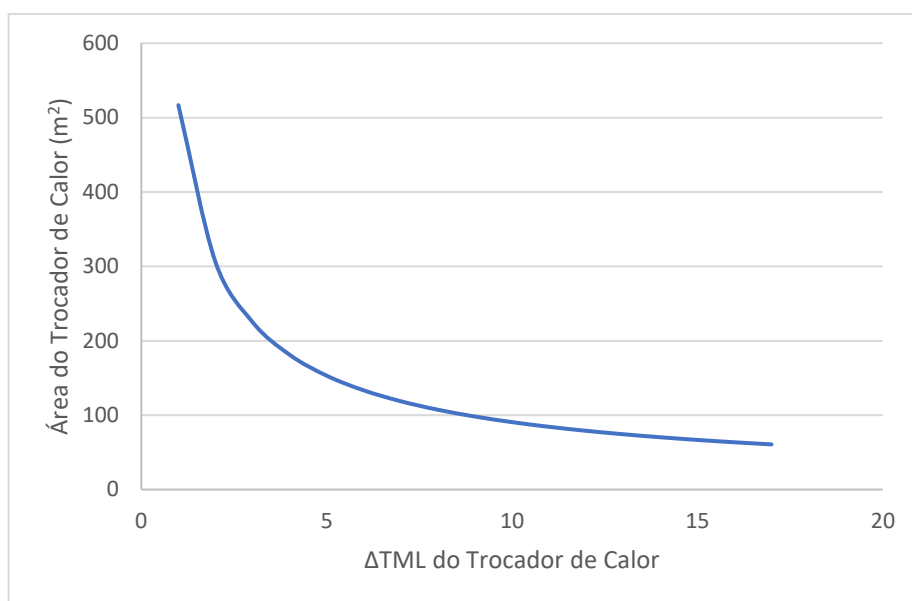
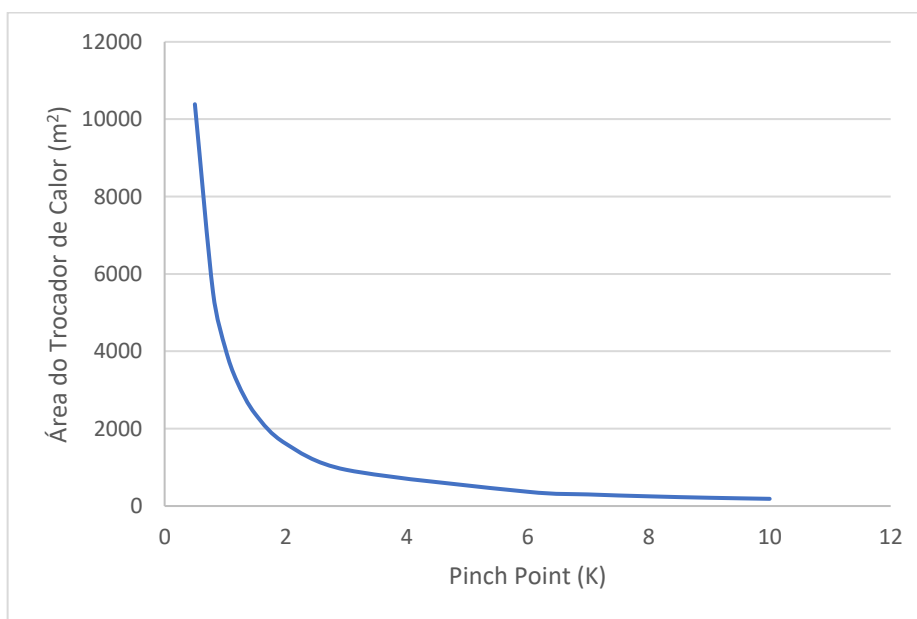
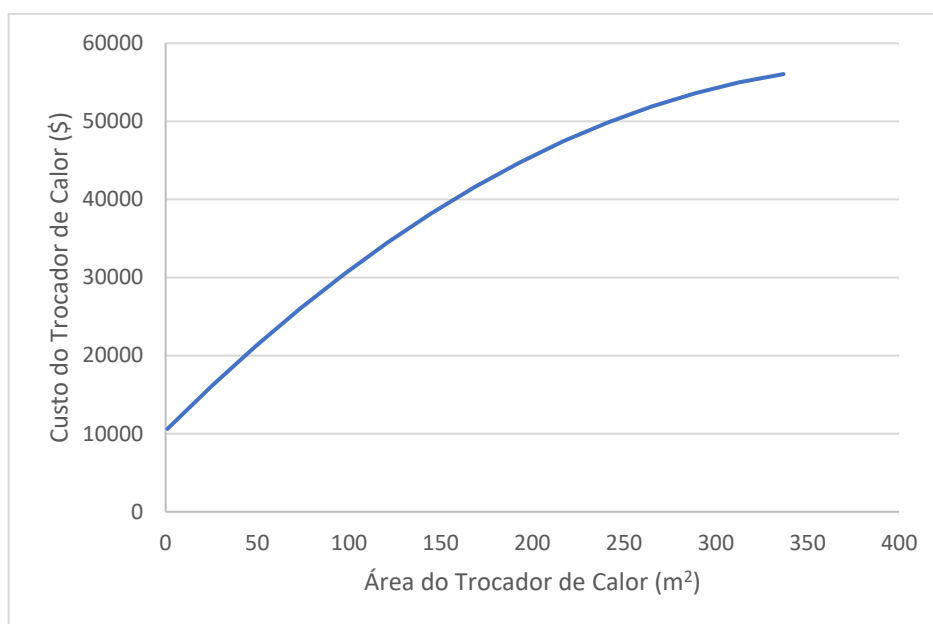
Figura 4.16 - Área do trocador de calor versus temperatura de *pinch point*.

Figura 4.17 - Custo de aquisição do trocador de calor versus área.



4.4. Restrições e Limites

Os próprios balanços de massa e energia do sistema compõem um conjunto de restrições de igualdade do modelo de otimização e, portanto, foram integrados ao simulador de processos através dos cálculos termodinâmicos. As restrições compostas por inequações estão diretamente ligadas às características operacionais dos equipamentos presentes na planta, e ou às limitações ambientais, sendo elas:

- A mínima temperatura de retorno da água de resfriamento, 41 °C;
- A mínima temperatura de saída dos gases de exaustão, 180 °C;

As restrições foram incorporadas na formulação do problema de otimização para limitar o valor dessas variáveis, de modo que resultados estejam sempre dentro da região viável. Portanto, com isso tem-se o problema de otimização formulado. Basta selecionar os parâmetros iniciais do algoritmo genético para que o método possa iniciar o processo iterativo de convergência. Esses valores, considerados como chute inicial, são mostrados na Tabela 4.4 e na Tabela 4.5, nas quais também são apresentados os limites, inferior e superior para cada uma das variáveis de decisão adotadas no problema, para a água de resfriamento e para os gases de exaustão, respectivamente.

Tabela 4.4. Variáveis de decisão e seus limites inferior e superior para água de resfriamento como fonte de calor

Variáveis de Decisão	Chute Inicial	Limite inferior	Limite Superior
Temperatura de Evaporação (°C)	60	52	Temperatura Crítica
Temperatura de Condensação (°C)	40	35	50
Pinch Point no evaporador (°C)	10	0	20
Eficiência da Bomba	0,7	0,3	0,99
Eficiência da Turbina	0,8	0,4	0,99

Tabela 4.5. Variáveis de decisão e seus limites inferior e superior para os gases de exaustão como fonte de calor

Variáveis de Decisão	Chute Inicial	Limite inferior	Limite Superior
Temperatura de Evaporação (°C)	117	100	Temperatura Crítica
Temperatura de Condensação (°C)	60	40	80
Pinch Point no evaporador (°C)	120	0	250
Eficiência da Bomba	0,6	0,3	0,99
Eficiência da Turbina	0,7	0,4	0,99

4.5. Resolução do Problema Proposto

Para alcançar o objetivo deste trabalho foi utilizado o pacote de otimização presente no simulador de processos utilizado, o EES. O pacote em questão apresenta diversos métodos de otimização, mas para este trabalho foi selecionado o que utiliza Algoritmos Genéticos (GA), do inglês, *genetic algorithm*, como método evolucionário de solução, uma vez que este não requer grandes esforços de programação do usuário, que pode então dedicar-se integralmente a análise conceitual da simulação em detrimento a implantação de um método mais sofisticado.

Mesmo que o tempo computacional demandado pelo GA seja superior ao de métodos determinísticos, a simplicidade de utilização e a ausência de limitações, comparados aos outros métodos, fazem deste uma excelente alternativa para a obtenção dos resultados requeridos. Os métodos de otimização que utilizam algoritmos genéticos, em geral, usam técnicas inspiradas pela biologia evolutiva como hereditariedade, mutação, seleção natural e *crossover*. Para utilizar adequadamente o módulo oferecido pelo simulador de processos, é ideal que se tenha em mente a importância de alguns parâmetros característicos dos algoritmos genéticos.

A evolução do método geralmente se inicia a partir de uma população de indivíduos, representando possíveis soluções, gerados aleatoriamente. A partir de um processo iterativo, novas populações são geradas. A cada iteração, a população de indivíduos é denominada geração. Em cada geração, a aptidão de cada indivíduo na população é avaliada, a fim de se comparar o valor da função objetivo do problema de otimização a ser resolvido (Equação 4.2). Os indivíduos mais aptos, ou seja, aqueles que produzem melhores resultados são selecionados da população.

Crossover é a condição de recombinação, ou cruzamento, realizada pelos algoritmos genéticos atuais modificando o genoma de cada indivíduo de modo a formar uma nova geração. A nova geração de candidatos a soluções é utilizada como referência para a próxima iteração do algoritmo. Comumente, o algoritmo termina quando o número máximo de gerações foi produzido, ou um nível de soluções satisfatório foi alcançado para as gerações.

O tamanho da população afeta o desempenho global e a eficiência dos GA's. Uma vez que uma população pequena fornece uma pequena cobertura do espaço de busca do problema, o desempenho do método pode cair. Uma grande população, em geral, fornece uma cobertura representativa do domínio do problema, além de prevenir possíveis convergências prematuras para soluções locais ao invés de globais. No entanto, neste caso são necessários maiores recursos computacionais, ou que o algoritmo trabalhe por um período de tempo muito maior.

A taxa de mutação está relacionada com a capacidade do método em gerar novas estruturas para serem introduzidas na população. É preciso que este valor seja adequado ao problema, pois altas probabilidades podem causar a substituição de

grande parte da população, inclusive aqueles indivíduos com boas aptidões. Além disso, uma taxa baixa de mutação pode tornar o algoritmo muito lento em termo de convergência.

Valores típicos para o tamanho da população estão entre 20 e 200. Para a probabilidade de *crossover*, geralmente utilizam-se valores entre 0,5 e 1,0, enquanto para a probabilidade de mutação valores entre 0,001 e 0,02 (BARCELLOS, 2000). Entretanto, o EES não permite variação da probabilidade de *crossover*, sendo o mesmo determinado com base no programa Pikaia (CHARBONNEAU e KNAPP, [s.d.]), e com relação à probabilidade de mutação o range existente no EES varia entre 0,00875 e 0,7, de modo que os valores selecionados para determinar o melhor conjunto de parâmetros estão nessa faixa.

A escolha dos parâmetros do algoritmo genético mais adequados ao problema de otimização em questão foi feita a partir de uma comparação entre os valores da função objetivo, e o tempo de convergência de modo que foram selecionados os seguintes valores para os parâmetros de otimização: tamanho da população igual à 32, número de gerações igual à 256, e probabilidade de mutação igual à 0,05.

A abordagem de otimização deste trabalho se limita na variação das condições de operação do ORC, ou seja, não foi considerada a possibilidade de mudanças operacionais da central termelétrica já estudada, sendo apenas analisado a condição de trabalho descrita no Capítulo 3.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na otimização, e os mesmos são discutidos com relação ao tipo de ciclo, à potência gerada, à eficiência dos ciclos, e o valor da função objetivo. Além disso, com base nos resultados são selecionados os melhores fluidos de trabalho para cada caso. Os gráficos apresentados neste capítulo são os obtidos com base nos valores do fluido de trabalho que apresentou menor função objetivo.

5.1. Fonte de Calor: Água de Resfriamento

5.1.1. Ciclo Rankine Orgânico Simples

Foram realizadas 5 otimizações para cada fluido de trabalho, de modo que a média e os desvios padrões dos valores das variáveis de decisão das soluções otimizadas se encontram na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Média e desvio padrão dos resultados ótimos obtidos nos testes com ORC sem regenerador para água de resfriamento como fonte de calor

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta P_{\text{pinch evap}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
R134a	62,55 ±	38,35 ±	6,40 ±	0,8108	0,8685 ±	93,91 ±
	0	0	0,001	±0,00079	0,004	0,066
R141b	62,625 ±	38,35 ±	5,700 ±	0,711 ±	0,8627 ±	86,62 ±
	0,05	0	0,199	0,002	0,00013	0,03
R236ea	62,73 ±	38,25 ±	6,148 ±	0,7629 ±	0,8614 ±	92,50 ± 0
	0,05	0	0,035	0,0004	0,00006	
R245fa	62,6 ±	38,25 ±	5,91 ± 0,1	0,7427 ±	0,8639 ±	88,95 ±
	0,057	0		0,0005	0,00005	0,006

A média dos valores ótimos para as variáveis de decisão e da função objetivo encontradas ao otimizar o ciclo simples para cada um dos fluidos de trabalho analisados se encontram na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão e da função objetivo para ORC sem regenerador para água de resfriamento como fonte de calor

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta\text{Pinch}_{\text{evap}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
R134a	62,55	38,35	6,40	0,8108	0,8685	93,91
R141b	62,625	38,35	5,700	0,711	0,8627	86,62
R236ea	62,73	38,25	6,148	0,7629	0,8614	92,50
R245fa	62,6	38,25	5,91	0,7427	0,8639	88,95

A partir dos dados encontrados é possível perceber uma aproximação e uma constância nos valores das temperaturas de evaporação (T_{evap}) e de condensação (T_{cond}).

A Tabela 5.3 mostra a média dos valores de outros parâmetros, como a vazão mássica do ORC (m_{orc}), e a eficiência do ciclo (η_{Ciclo}).

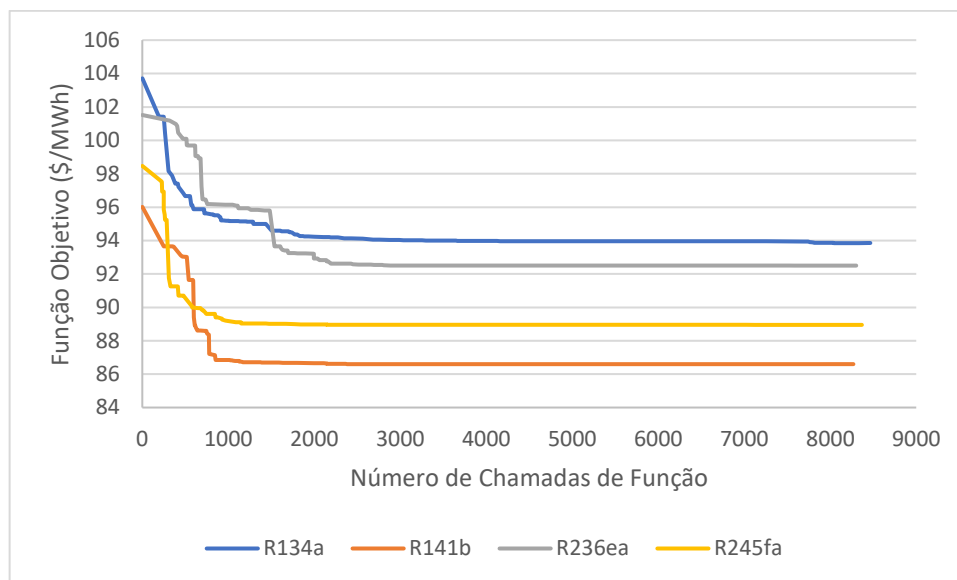
Tabela 5.3 – Média dos valores ótimos de outros parâmetros para o ORC sem regenerador tendo água de resfriamento como fonte de calor

Fluido	m_{orc} (kg/s)	$T_{\text{fq,s}}$ (°C)	W_{liq} (kW)	η_{Ciclo} (%)	m_c (kg/s)
R134a	7,521	66,4	74,19	5,369	62,56
R141b	5,461	66,8	76,836	5,752	60,24
R236ea	7,818	66,6	74,164	5,453	61,52
R245fa	6,553	66,5	76,828	5,609	61,86

Com base nos resultados da Tabela 5.2 é possível determinar o R141b como sendo o fluido mais adequado no quesito produção de potência com o menor custo. Esse fluido também foi o que apresentou a maior eficiência, e produziu maior potência. A temperatura de saída da fonte quente ($T_{\text{fq,s}}$), assim como as temperaturas de evaporação e condensação manteve uma constância em seu valor. Valor esse que está acima da temperatura que a água precisa alcançar para retornar ao motor, 41,4°C, e isso acontece, pois além da temperatura da água utilizada para resfriar o fluido de trabalho ser elevada, já que a temperatura ambiente média da região de Viana é de 28 ° C o valor ótimo encontrado priorizou a eficiência do ciclo, elevando a temperatura de evaporação, ao invés de aproveitar todo o calor da fonte quente. Esse fato torna necessário o uso do radiador, para que a água reduza a temperatura e retorne ao motor com 41,4 ° C.

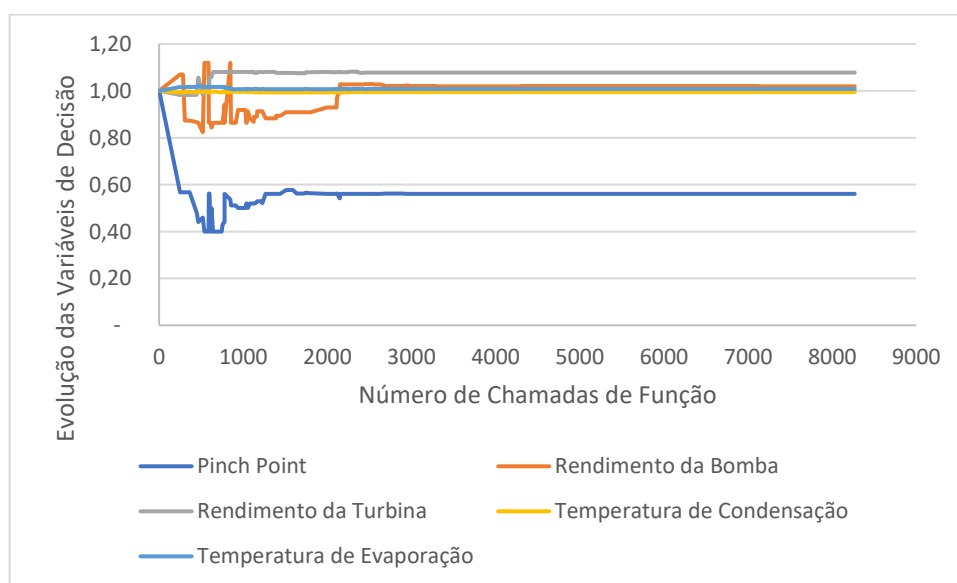
A Figura 5.1 mostra a variação da função objetivo para os quatro fluidos analisados ao longo da otimização, as quedas iniciais são intrínsecas do método de otimização utilizado. Com base no comportamento verificado é possível afirmar que a função objetivo convergiu.

Figura 5.1 – Variação da função objetivo ao longo da otimização do ORC simples com água de resfriamento como fonte de calor



A Figura 5.2 mostra o comportamento das variáveis de decisão.

Figura 5.2 – Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho



A Figura 5.3 e a Figura 5.4 mostram a variação das áreas e potências durante a otimização, e na Figura 5.5 estão listados os custos desses equipamentos. Ao analisar

os três gráficos é possível confirmar que o custo está respondendo a esses valores, e que a influência da área no custo total é maior, já que os equipamentos com maior custo são o evaporador e o condensador. Nesse ponto, as temperaturas de evaporação e condensação exercem grande influência no custo do ORC.

Figura 5.3 - Variação das áreas normalizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho

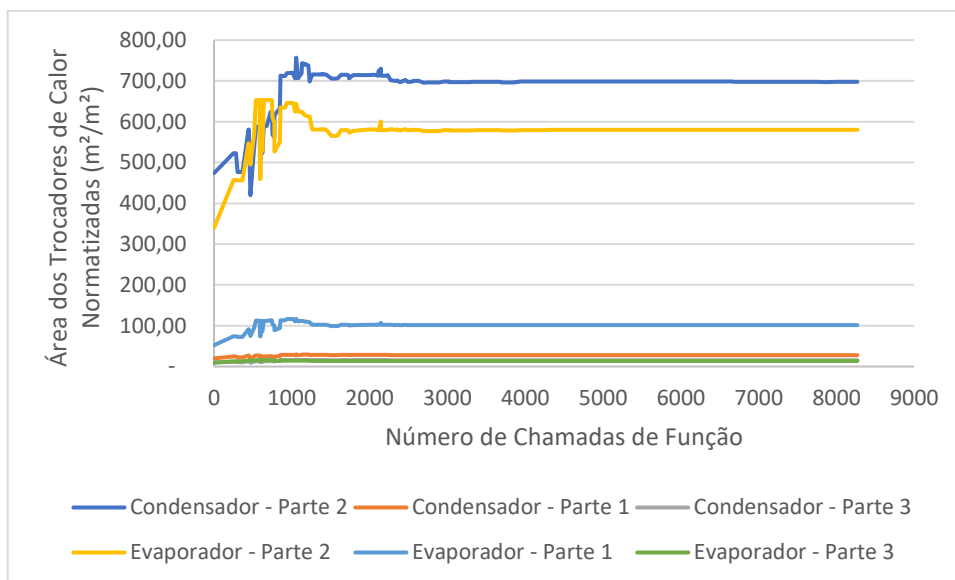


Figura 5.4 - Variação das potências normalizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho

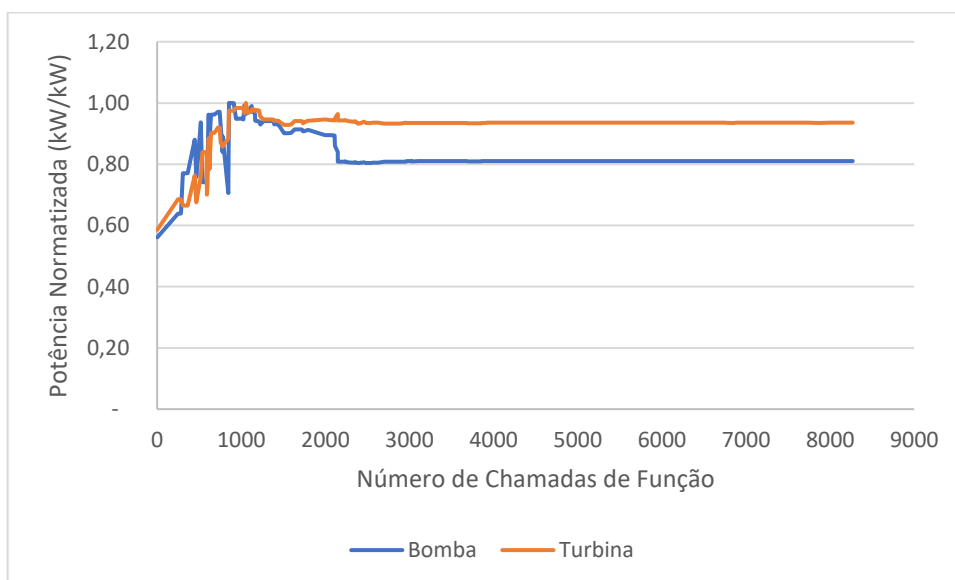
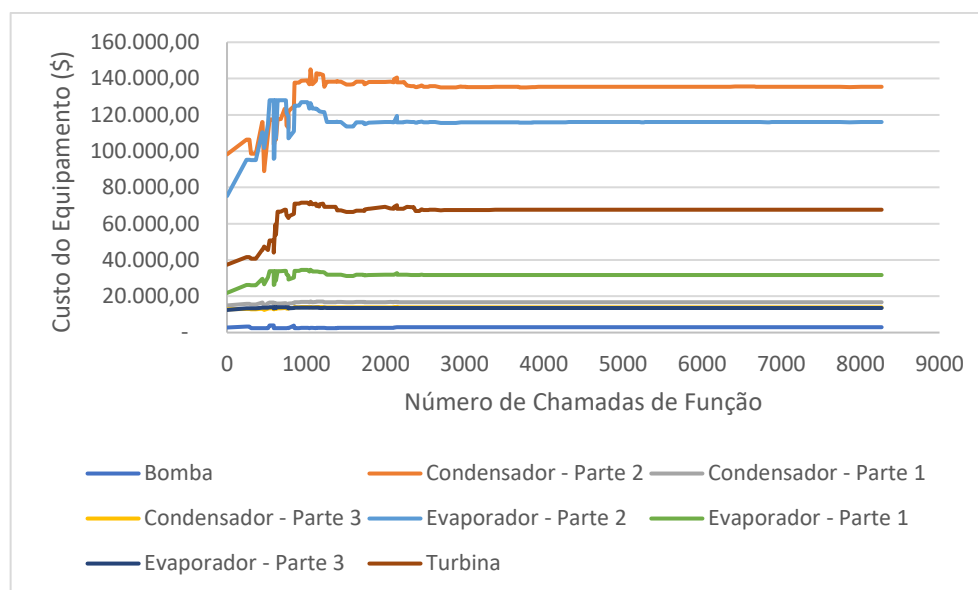


Figura 5.5 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC simples com R141b como fluido de trabalho



5.1.2. Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo

Os valores da Tabela 5.4 mostra a média dos valores das variáveis de decisão obtidos como resultados das otimizações do ciclo com regeneração.

Tabela 5.4 - Média e desvio padrão dos resultados obtidos nos testes com ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta P_{\text{pinch}_{\text{evap}}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
R134a	$62,82 \pm 0,05$	$38,05 \pm 0$	$5,599 \pm 0,005$	$0,8186 \pm 0,00085$	$0,8643 \pm 0,00005$	$96,59 \pm 0$
R141b	$62,45 \pm 0,2309$	$38,15 \pm 0$	$5,654 \pm 0,399$	$0,7186 \pm 0,0017$	$0,8625 \pm 0,00013$	$88,79 \pm 0,075$
R236ea	$62,77 \pm 0,15$	$37,95 \pm 0$	$5,589 \pm 0,274$	$0,774 \pm 0,001$	$0,8621 \pm 0,0001$	$96,37 \pm 0,045$
R245fa	$62,75 \pm 0$	$38 \pm 0,057$	$5,28 \pm 0,0061$	$0,7546 \pm 0,0005$	$0,8701 \pm 0,00365$	$92,16 \pm 0,045$

Na Tabela 5.5 se encontram as médias dos valores ótimos da função objetivo para cada fluido e das variáveis de decisão. Na Tabela 5.6 mostra os resultados de outros parâmetros obtidos com a otimização.

Tabela 5.5 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta\text{Pinch}_{\text{evap}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	Fobj (\$/MWh)
R134a	62,82	38,05	5,599	0,8186	0,8643	96,59
R141b	62,45	38,15	5,654	0,7186	0,8625	88,79
R236ea	62,77	37,95	5,589	0,774	0,8621	96,37
R245fa	62,75	38	5,28	0,7546	0,8701	92,16

Tabela 5.6 – Média dos valores ótimos das variáveis para o ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor.

Fluido	m_{orc} (kg/s)	$T_{\text{fq,s}}$ (°C)	W_{liq} (kW)	η_{Ciclo} (%)	m_c (kg/s)
R134a	7,963	65,9	80,58	5,635	64,56
R141b	5,608	66,8	79,4	5,956	60,11
R236ea	8,274	66,7	79,86	5,944	60,33
R245fa	6,837	65,6	81,36	5,999	60,99

Com base nos valores da Tabela 5.5 é possível determinar que a adição do regenerador aumentou a eficiência do ciclo, porém esse aumento teve reflexo no custo da potência que também ficou maior. O R141b continua sendo o fluido com menor função objetivo, porém não é mais o de maior eficiência do ciclo. A inclusão do regenerador gerou um aumento da potência entre 3% e 8% em relação ao ciclo simples.

A Figura 5.6 mostra a variação da função objetivo ao longo da otimização, enquanto que na Figura 5.7 é possível observar o comportamento das variáveis de decisão ao longo da otimização quando comparadas com o valor do chute inicial. Com base nessas figuras é possível afirmar que a função objetivo convergiu.

Figura 5.6 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para o ORC regenerativo com água de resfriamento como fonte de calor

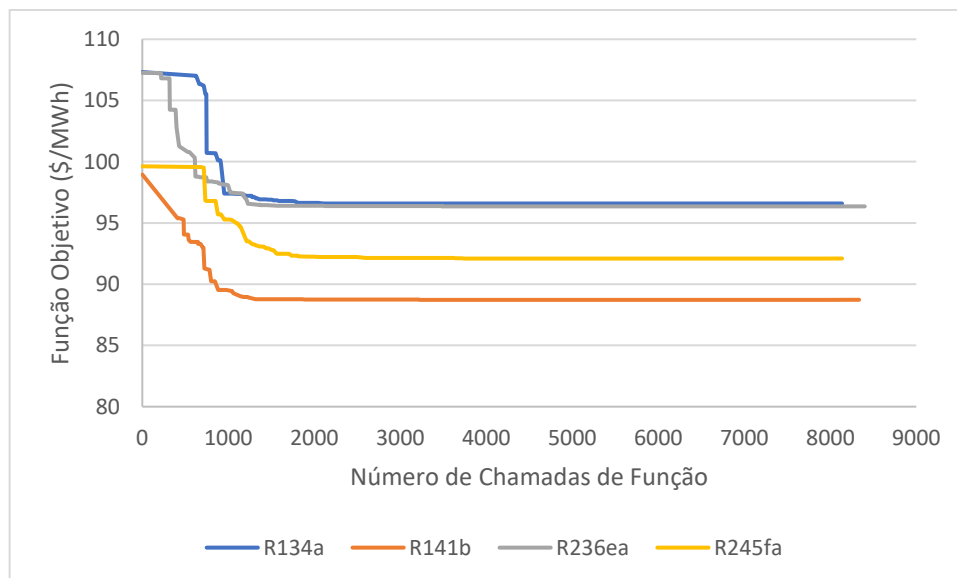
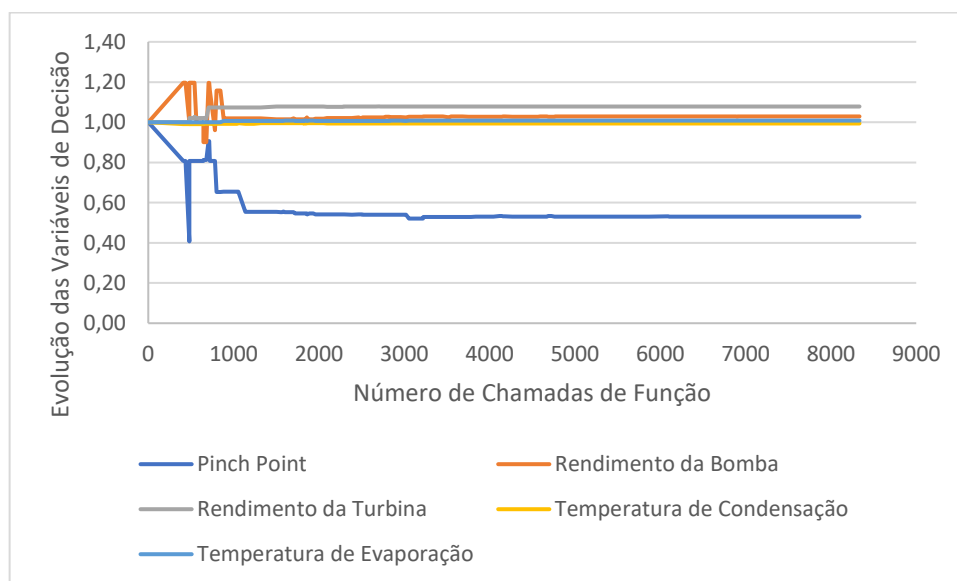


Figura 5.7 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho



A Figura 5.8 e a Figura 5.9 mostram a variação das áreas e potências, respectivamente durante a otimização, e na Figura 5.10 estão listados os custos desses equipamentos. Ao analisar os três gráficos é possível confirmar que o custo está respondendo a esses valores, e que assim como no ciclo sem regeneração a influência da área no custo total continua sendo maior, já que turbina e bomba possuem custo menor do que evaporador e condensador.

Figura 5.8 - Variação das áreas normalizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho

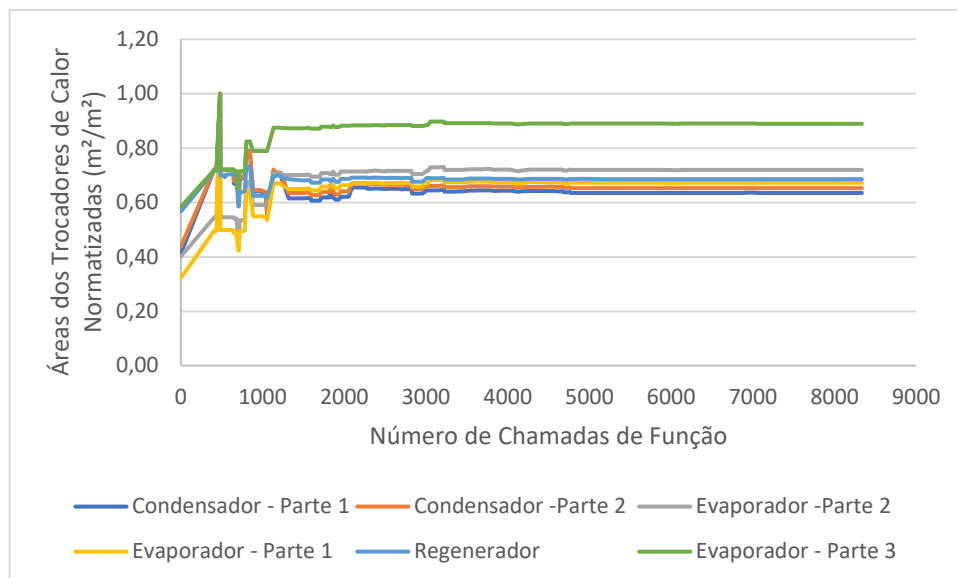


Figura 5.9 - Variação das potências normalizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho

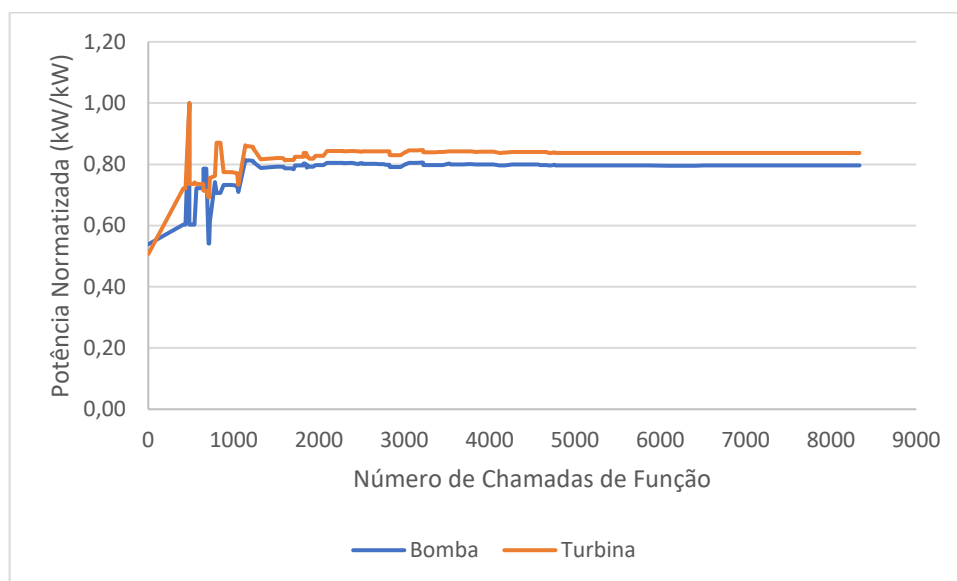
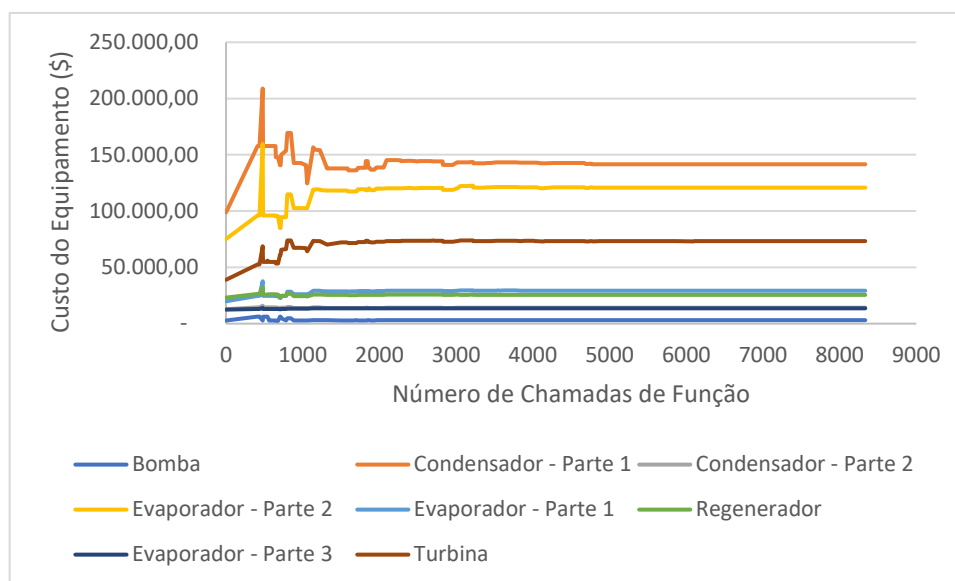


Figura 5.10 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC regenerativo com R141b como fluido de trabalho



5.2. Fonte de Calor: Gases de Exaustão

5.2.1. Ciclo Rankine Orgânico Simples

A média dos valores encontrados nas otimizações do ciclo simples para cada um dos fluidos de trabalho analisados e o desvio padrão se encontram na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Média dos resultados obtidos nos testes com ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta P_{\text{pinch}_{\text{evap}}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
Benzeno	222,22	57,97 ±	52,507 ±	0,7489 ±	0,7991 ±	12,38 ±
	± 9,78	0,568	4,995	0,0077	0,0003	0,11
Isobutano	130,95	52,57 ±	163,075 ±	0,8117 ±	0,8135 ±	21,36 ±
	± 4,104	0,56	6,141	0,0059	0,00019	0,132
Isopentano	186,1 ±	54,65 ±	127,575 ±	0,8021 ±	0,8016 ±	16,39 ±
	0,1	0,424	0,15	0,0031	0,0014	0,045
Tolueno	242,6 ±	57,45 ±	38,75 ±	0,7154 ±	0,8152 +	10,16 ±
	4,5	0,182	2,5016	0,0102	0,00011	0,045

A Tabela 5.8 apresenta a média dos valores ótimos das variáveis de decisão e da função objetivo para o ORC sem regenerador.

Tabela 5.8 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta\text{Pinch}_{\text{evap}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
Benzeno	222,22	57,97	52,507	0,7489	0,7991	12,38
Isobutano	130,95	52,57	163,075	0,8117	0,8135	21,36
Isopentano	186,1	54,65	127,575	0,8021	0,8016	16,39
Tolueno	242,6	57,45	38,75	0,7154	0,8152	10,16

Ao contrário do que aconteceu com as otimizações para água como fonte de calor, os valores das temperaturas de evaporação (T_{evap}) e de condensação (T_{cond}) variaram consideravelmente com o fluido, assim como as outras variáveis de decisão.

Na Tabela 5.9 se encontram as médias dos valores ótimos de outros parâmetros, como a vazão mássica do ORC (m_{orc}), e a eficiência do ciclo (η_{Ciclo}), para o ciclo simples.

Tabela 5.9 - Média dos valores ótimos de outros parâmetros para o ORC sem regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.

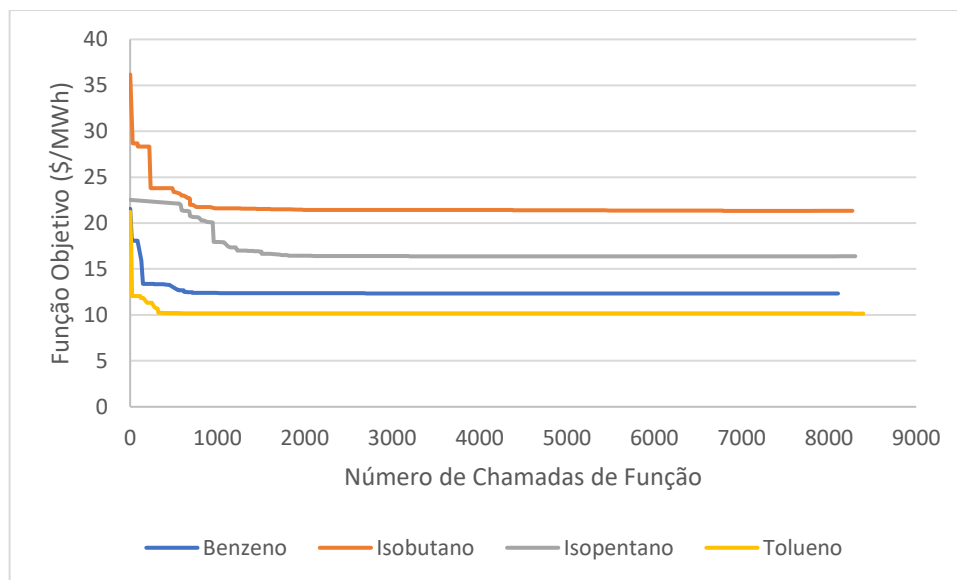
Fluido	m_{orc} (kg/s)	$T_{\text{fq,s}}$ (°C)	W_{liq} (kW)	η_{Ciclo} (%)	m_c (kg/s)
Benzeno	4,787	180,0	581,6	19,59	114,2
Isobutano	7,778	180,0	316,9	10,67	126,9
Isopentano	5,753	180,0	424,3	14,29	121,7
Tolueno	4,201	181,0	658,5	22,3	109,8

Com base nos resultados da Tabela 5.8 é possível determinar que o Tolueno é o fluido mais adequado no quesito produção de potência com o menor custo. Esse fluido também foi o que apresentou a maior eficiência, e o que produziu maior potência. A temperatura de saída da fonte quente ($T_{\text{fq,s}}$), são aproximadamente iguais para todos, atingindo o valor mínimo de 180 ° C, o que significa que todos receberam a mesma quantidade de calor da fonte quente.

A Figura 5.11 mostra a variação da função objetivo ao longo da otimização do ciclo sem regeneração para o gás de exaustão como fonte de calor, as quedas iniciais que

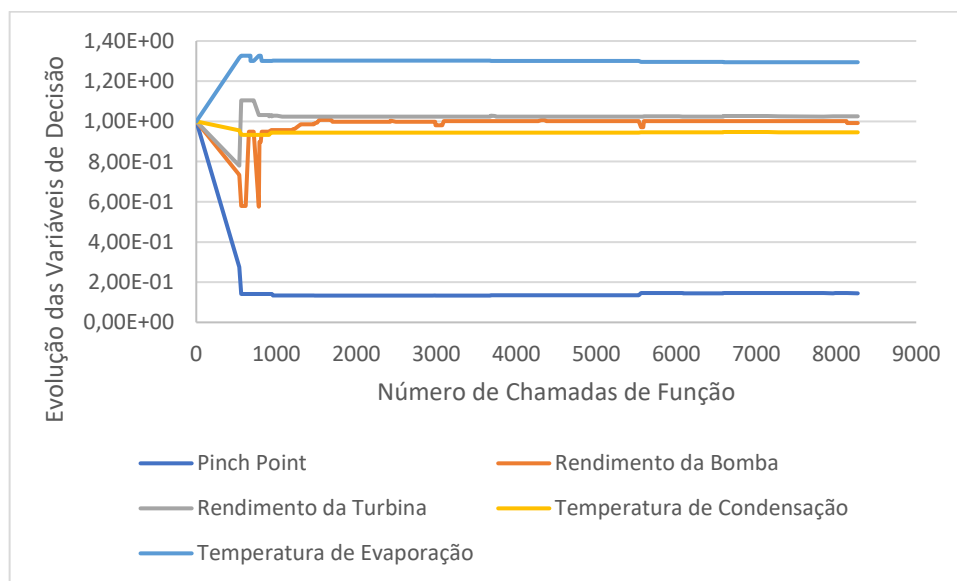
podem ser observadas são intrínsecas do método de otimização utilizado, e baseado no comportamento verificado é possível afirmar que a função objetivo convergiu.

Figura 5.11 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para o ORC simples com gás de exaustão como fonte de calor



Na Figura 5.12 é possível analisar o comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial.

Figura 5.12 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho



A Figura 5.13 e a Figura 5.14 mostram a variação das áreas e potências durante a otimização, enquanto que na Figura 5.15 estão listados os custos desses equipamentos. Ao analisar os três gráficos é possível confirmar que o custo está

respondendo a esses valores, e que ao contrário dos ciclos com água de resfriamento como fonte de calor o custo da turbina passa a ser maior do que dos demais equipamentos.

Figura 5.13 - Variação das áreas normalizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho

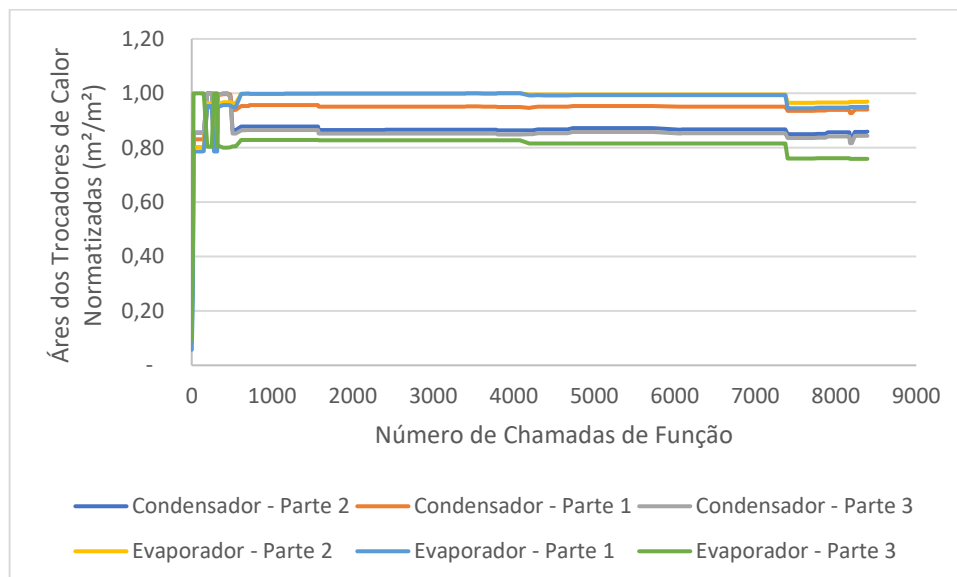


Figura 5.14 - Variação das potências normalizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho

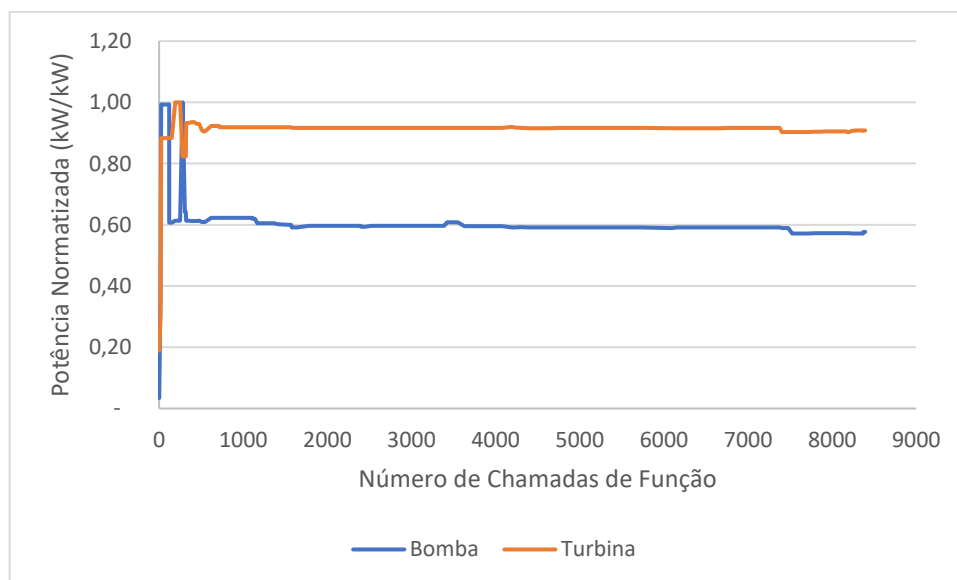
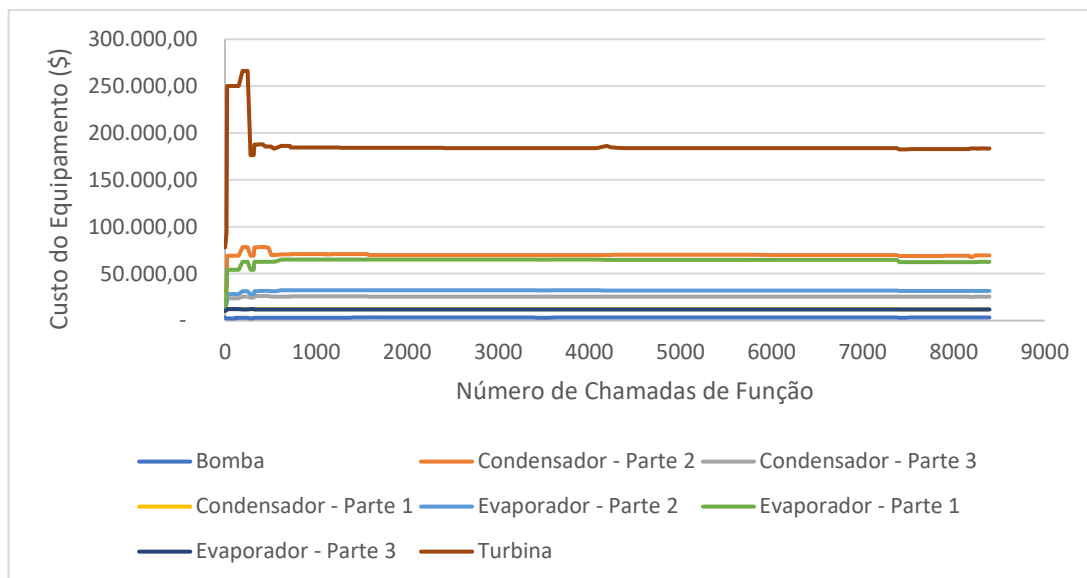


Figura 5.15 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC simples com Tolueno como fluido de trabalho



5.2.2. Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo

Na Tabela 5.10 são mostrados as médias dos resultados das otimizações do ciclo com regeneração e desvio padrão dos mesmos.

Tabela 5.10 - Média dos resultados obtidos nos testes com ORC com regenerador para água de resfriamento como fonte de calor

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta P_{\text{Pinch}_{\text{evap}}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
Benzeno	207,325	54,97 ±	50,072 ±	0,7933 ±	0,8008 ±	14,79 ± 0
	± 0,518	0,518	0,138	0,0074	0,0009	
Isobutano	187,05	47,85 ±	125,2 ± 0,4	0,857 ±	0,8148 ±	22,88 ±
	± 0	0,355		0,00103	0,003	
Isopentano	174,4 ±	48,075	110,0 ± 0	0,8567 ±	0,8158 ±	21,42 ± 0
	0,17	± 0,189		0,0018	0,00624	
Tolueno	221,57	53,3 ±	38,25 ±	0,7817 ±	0,8219 +	11,9 ±
	± 21,76	0,238	13,6	0,0222	0,0011	

Na Tabela 5.11 estão as médias dos valores ótimos da função objetivo e das variáveis de decisão para cada fluido.

Tabela 5.11 – Média dos valores ótimos das variáveis de decisão para o ORC com regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.

Fluido	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	$\Delta\text{Pinch}_{\text{evap}}$ (°C)	η_b (-)	η_T (-)	F_{obj} (\$/MWh)
Benzeno	207,325	54,97	50,072	0,7933	0,8008	14,79
Isobutano	187,05	47,85	125,2	0,857	0,8148	22,88
Isopentano	174,4	48,075	110,0	0,8567	0,8158	21,42
Tolueno	221,57	53,3	38,25	0,7817	0,8219	11,9

Na Tabela 5.12 se encontram as médias dos valores ótimos de outros parâmetros obtidos com a otimização.

Tabela 5.12 – Média dos valores ótimos de outros parâmetros do ORC com regenerador para gás de exaustão como fonte de calor.

Fluido	m_{orc} (kg/s)	$T_{\text{fq,s}}$ (°C)	W_{liq} (kW)	η_{Ciclo} (%)	m_c (kg/s)
Benzeno	5,402	180,0	711,8	23,98	107,9
Isobutano	7,116	180,0	592,5	19,96	113,7
Isopentano	7,188	180,0	572,8	19,29	114,6
Tolueno	5,428	180,0	784,8	26,44	104,4

Com base nos valores da Tabela 5.8 e da Tabela 5.11 é possível determinar que a adição do regenerador aumentou a eficiência do ciclo, porém esse aumento teve reflexo no custo da potência que também ficou maior. O Tolueno continua sendo o fluido com menor função objetivo, e o que teve o ciclo mais eficiente. A inclusão do regenerador gerou um aumento considerável na potência para todos os fluidos quando comparados ao ciclo simples, chegando à 19% no caso do Tolueno, que foi o caso com maior geração de potência, chegando à aproximadamente 785 kW.

A Figura 5.16 mostra o comportamento da função objetivo para todos os fluidos otimizados, e a Figura 5.17 das variáveis de decisão ao longo da otimização para o Tolueno, que foi o fluido que gerou melhor resultado. Com base nessas figuras é possível afirmar que as funções objetivo convergiram.

Figura 5.16 - Variação da função objetivo ao longo da otimização para ORC regenerativo com gás de exaustão como fonte de calor

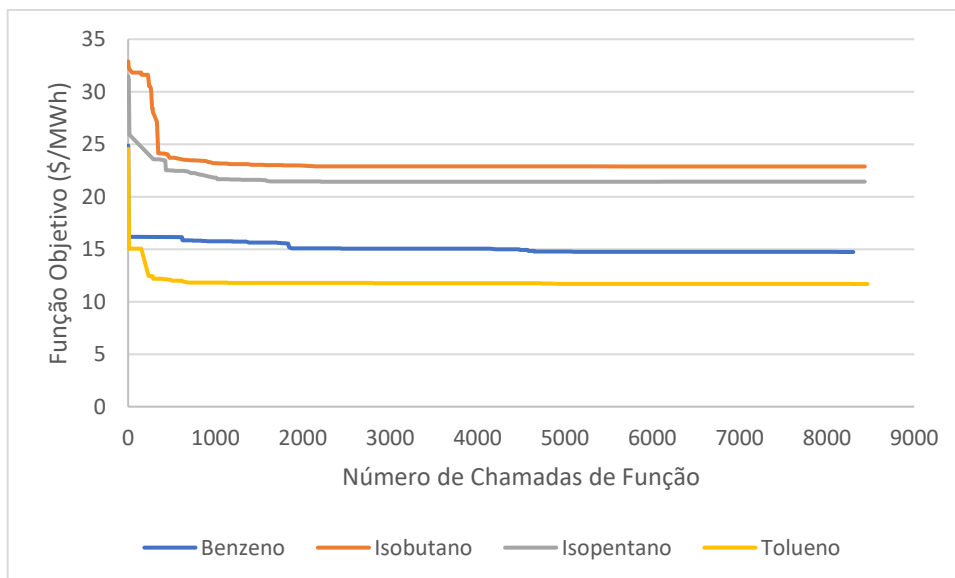
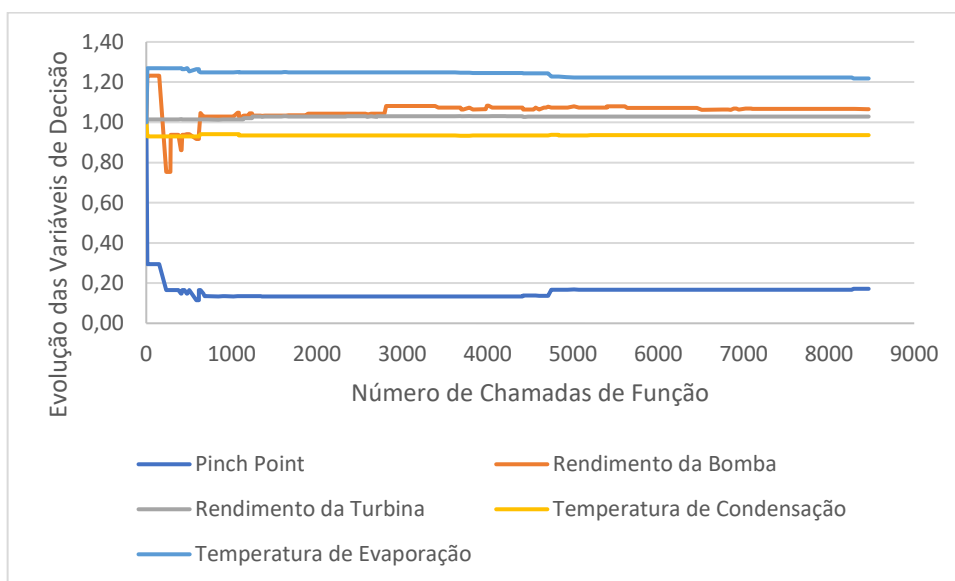


Figura 5.17 - Comportamento das variáveis de decisão em relação ao chute inicial para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho



A Figura 5.18 e a Figura 5.19 mostram a variação das áreas e potências durante a otimização, e na Figura 5.20 estão listados os custos desses equipamentos. Após analisar os três gráficos é possível confirmar que o custo está respondendo a esses valores de modo coerente, e que assim como no ciclo não regenerativo com gás como fonte de calor a turbina também é o equipamento de maior custo.

Figura 5.18 - Variação das áreas normalizadas dos trocadores de calor ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho

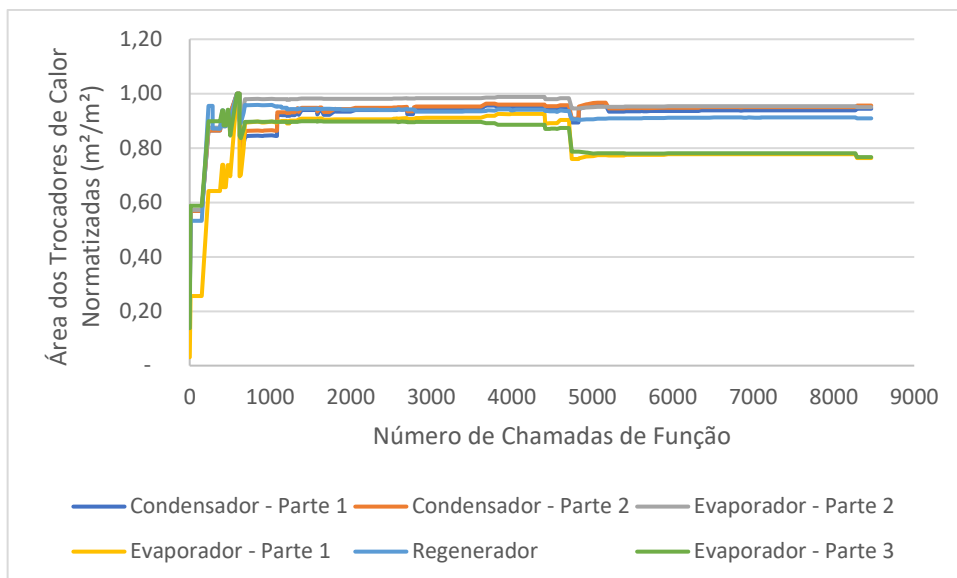


Figura 5.19 - Variação das potências normalizadas da bomba e da turbina ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho

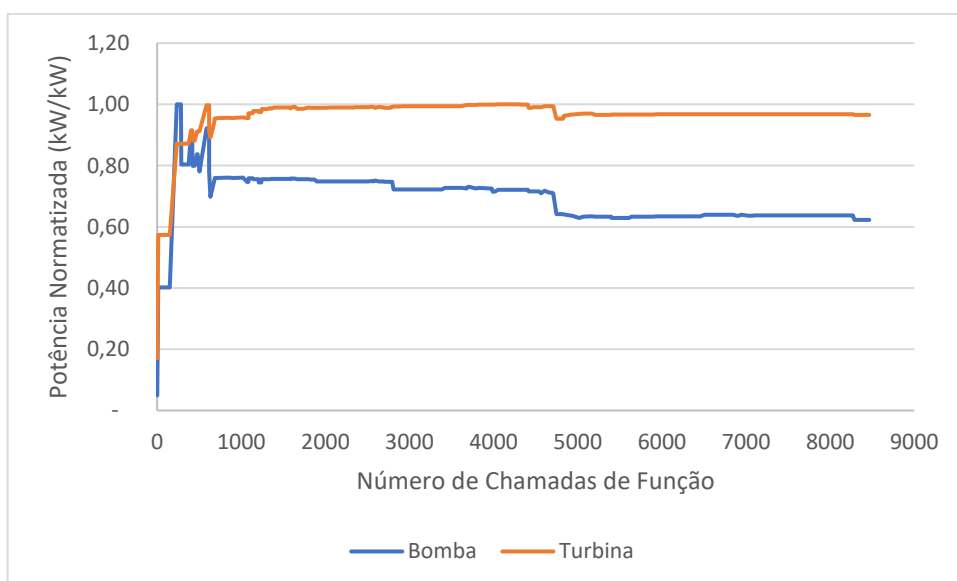
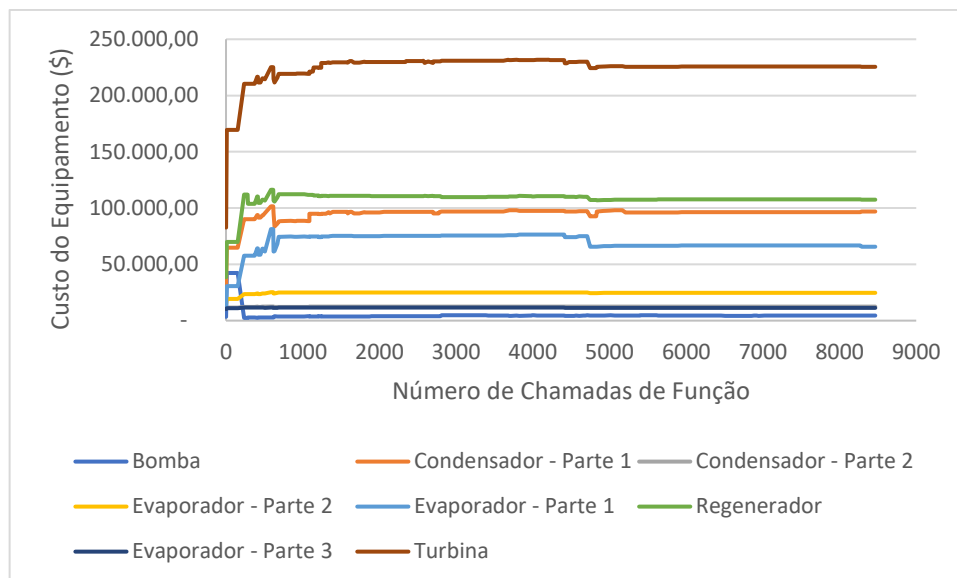


Figura 5.20 - Variação do custo dos equipamentos ao longo da otimização para o ORC regenerativo com Tolueno como fluido de trabalho



Os resultados apresentados neste capítulo permitem afirmar que o ORC simples gerou a potência com menor custo, independente da fonte de calor. Os fluidos mais indicados para cada uma das fontes não sofreram influência da configuração do ciclo, sendo o R141b o mais indicado para temperaturas mais baixas, caso da água de resfriamento do motor, e o Tolueno o mais indicado para temperaturas mais elevadas, caso dos gases de exaustão. A adição do regenerador elevou a eficiência do ciclo, e aumentou a geração de potência, porém o aumento do custo dessa potência permite afirmar que a presença do regenerador no ciclo está onerando a potência gerada.

Capítulo 6

Considerações Finais

Neste capítulo são apresentados de forma sucinta e qualitativa os principais resultados obtidos (síntese), além de conter as principais contribuições desta dissertação e algumas sugestões para trabalhos futuros que venham a contribuir para o enriquecimento do tema.

6.1. Síntese

O objetivo principal desta dissertação de mestrado foi propor a utilização do Ciclo Rankine Orgânico como uma alternativa de recuperação da energia térmica atualmente desperdiçada nas termelétricas equipadas com motores de combustão interna, e otimizar termo economicamente essa alternativa. Este objetivo foi atingido.

Como objetivos específicos, estavam a confecção da modelagem termodinâmica levando em consideração cinco variáveis de decisão, e de uma modelagem econômica com equações de custo que respondessem à todas essas variáveis de decisão, e a obtenção do fluido de trabalho e dos parâmetros de projeto ótimos das estruturas ORC além do aumento da potência gerada pela termelétrica. Estes objetivos também foram alcançados.

No Capítulo 2 foi apresentado um levantamento bibliográfico do que é o ORC, seus conceitos, suas vantagens e desvantagens, em que ele já foi aplicado, alguns modelos comerciais já desenvolvidos e suas aplicações em motores de combustão interna.

O estudo de caso utilizado nesta dissertação foi apresentado no Capítulo 3, no qual foi detalhado as condições de contorno da UTE Viana, e definido as fontes de calor que foram utilizadas nos ORCs. Este trabalho teve como objetivo específico definir as equações de custos dos equipamentos para serem utilizadas no modelo econômico. Essas equações devem responder de forma direta às variáveis de decisão da função objetivo a ser otimizada, e portando foi necessário realizar um ajuste para que os custos da turbina e da bomba se adequassem a essa necessidade. Esse objetivo

também foi atingido, e esse ajuste foi realizado no Capítulo 4, onde também foram apresentados o modelo termodinâmico utilizado, e a função objetivo a ser otimizada na dissertação. A seleção do fluido de trabalho e da configuração que apresentam os valores ótimos, para cada uma das fontes de calor existentes, é realizada no Capítulo 5, onde são apresentados os gráficos referentes à otimização do fluido selecionado para cada caso, e as tabelas onde são apresentados os resultados com os valores ótimos dos parâmetros de todos os fluidos testados. Os resultados mostraram que a recuperação do calor residual tanto do gás de exaustão como da água de refrigeração do revestimento usando o ciclo orgânico Rankine convencional produz uma potência com custo menor do que o ciclo regenerativo, mesmo se o ciclo regenerativo for mais termodinamicamente eficiente, de onde é possível determinar que o custo do regenerador está onerando a produção de potência. Porém, não se pode descartar a possibilidade do custo do regenerador estar superestimado em relação ao mercado, o que tornaria o ciclo regenerativo mais atraente do que o ciclo não regenerativo. No que se refere aos fluidos de trabalho, os resultados mostram que, independentemente do tipo de ciclo, o R141b é o mais adequado para recuperar o calor da água de resfriamento do motor, enquanto que o Tolueno é o mais adequado para os gases de exaustão. É também possível notar que estes fluidos apresentam menor custo de potência produzida, mas não são necessariamente aqueles que produzem maior potência, ou são os ciclos mais eficientes. O ciclo simples usando o R141b é capaz de produzir em torno de 77 kW, enquanto que o ciclo simples usando Tolueno e aproveitando o calor dos gases pode gerar cerca de 659 kW. Ao utilizar os ciclos regenerativos esta potência aumenta em torno de 17%, atingindo cerca de 864 kW, considerando as duas fontes de calor. Avaliando a aplicação do ORC para todos os 20 motores é possível gerar utilizando a água de resfriamento aproximadamente 1,6 MW de potência, o que corresponde a um aumento de 0,9 % na potência produzida.

Aproveitando apenas o calor dos gases de exaustão disponível dos 15 motores é possível gerar aproximadamente 9,88 MW, o que representa um aumento da potência produzida pela UTE Viana de quase 6% sem uso adicional de combustível. Ou seja, ao aplicarmos ORC simples para as duas fontes de calor disponíveis é possível aumentar a potência gerada pela UTE Viana em quase 7%, cerca de 11,42 MW, sem necessidade de adicionar combustível.

É necessário esclarecer que a influência da contrapressão que o calor residual

recuperado dos gases de escape pode exercer no ponto de operação do motor não foi calculada nesta dissertação.

Por último, vale a pena mencionar que em nenhum dos ciclos cuja fonte de calor aplicada fosse a água de resfriamento teve toda a sua energia disponível utilizada em qualquer um dos ciclos. Isso pois além da temperatura ambiente da região de Viana ser alta em relação à temperatura mínima que a fonte pode alcançar, o valor ótimo encontrado priorizou a eficiência do ciclo, elevando a temperatura de evaporação, ao invés de aproveitar todo o calor da fonte quente. Porém também não foram descontados da potência gerada a potência consumida pela torre de resfriamento, nem a conversão em potência elétrica, nem foi levado em conta a economia de energia no radiador já existente na planta.

6.2. Contribuições

Este trabalho serviu para determinar a melhor configuração de ORC e o melhor fluido de trabalho com base na otimização termo econômica, visando aumentar a geração de potência da UTE Viana, sem que seja necessário o uso adicional de combustível. Como contribuição deste trabalho também se encontra a metodologia utilizada para determinar o custo do equipamento tendo como base cinco variáveis termodinâmicas.

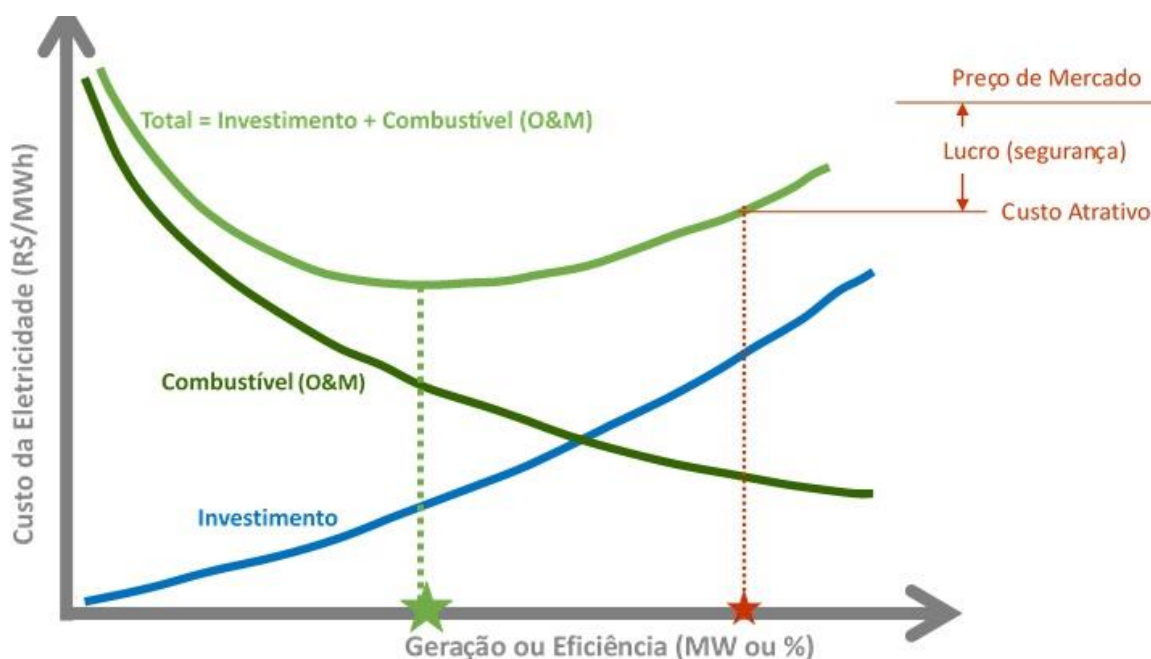
6.3. Sugestões

Para trabalhos futuros pode-se propor realizar a otimização considerando outras configurações possíveis do ciclo Rankine Orgânico, e então comparar com os resultados obtidos neste trabalho. Pode-se também modelar a UTE Viana em conjunto com as alternativas estudadas utilizando outros algoritmos de otimização para confirmação dos resultados obtidos neste trabalho. Propõe-se ainda otimizar o sistema ORC, levando em consideração a torre de resfriamento. Pode-se ainda comparar os resultados econômicos com custos reais de cada equipamento por meio de dados de fabricantes e explorar a economia de escala.

É possível ainda, realizar a otimização levando em consideração o preço de mercado da energia elétrica, o que poderia alterar o valor de ótimo encontrado, pois ao

considerar esse valor pode ser que haja um custo atrativo que permite gerar uma maior potência e obter uma maior eficiência, sem que para isso seja necessário reduzir o lucro. (Figura 6.1)

Figura 6.1 - Custo da Eletricidade versus Geração ou Eficiência Elétrica



Além disso, como foi dito, este trabalho é parte de um projeto de pesquisa e servirá de subsídio para possível tese de doutorado, na qual será realizada a modelagem de uma superestrutura que contemplará, além do ORC, outras alternativas de sistemas de recuperação de calor acopladas à usina termelétrica com motores de combustão interna. Esta superestrutura será utilizada para realizar uma otimização de projeto mediante as condições de contorno existentes. E esta otimização servirá para definir a estrutura mais viável do ponto de vista termo econômico.

Referências

- ALJUNDI, I. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. **Renew Energy**, 2011.
- AMICABILE, S.; LEE, J. I.; KUM, D. A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 574–585, 2015.
- ANGELINO, G.; COLONNA DIPALIANO, P. Multicomponent Working Fluids For Organic Rankine Cycles (ORCs). **Energy**, v. 23, n. 6, p. 449–463, jun. 1998.
- BARCELLOS, J. C. H. DE. **Algoritmos genéticos adaptativos: um estudo comparativo**. [s.l.] Universidade de São Paulo, 2000.
- BIANCHI, M.; PASCALE, A. Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. **Applied Energy**, 2011.
- BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2–3, p. 212–219, 2010.
- BORETTI, A. Stoichiometric H₂ICE with water injection and exhaust and coolant heat recovery through Organic Rankine Cycles. **International Journal of Hydrogen Energy**, 2011.
- BORETTI, A. Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa Organic Rankine Cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine. **Applied Thermal Engineering**, 2012.
- BRAIMAKIS, K. et al. Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. **Energy**, v. 88, p. 80–92, 2015.
- CATALDO, F. et al. Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization. **Energy**, v. 72, p. 159–167, 2014.
- CAYER, E.; GALANIS, N.; NESREDDINE, H. Parametric study and optimization of a transcritical power cycle using a low temperature source. **Applied Energy**, 2010.
- CHARBONNEAU, P.; KNAPP, B. **HAO - High Altitude Observatory**. Disponível em: <<http://www.hao.ucar.edu/modeling/pikaia/pikaia.php>>. Acesso em: 3 abr. 2016.
- CHEN, H. **Converting Low- and Mid- Temperature Heat into Electrical Power**. Disponível em: <[http://www.eng.usf.edu/~hchen4/Low-Grade Heat Sources.htm](http://www.eng.usf.edu/~hchen4/Low-Grade%20Heat%20Sources.htm)>. Acesso em: 27 jun. 2015.
- CHYS, M. et al. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 623–632, ago. 2012.
- CLEMENTE, S. et al. Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll

expanders for cogenerative applications. **Applied Energy**, v. 97, p. 792–801, 2012.

CLEMENTE, S. SMALL SCALE COGENERATION SYSTEMS BASED ON ORGANIC RANKINE CYCLE TECHNOLOGY. **Tese de Doutorado**, 2015.

DAI, Y.; WANG, J.; GAO, L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Convers Manage**, 2009.

DOLZ, V. et al. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, n. 1, p. 269–278, 2012.

DOMINGUES, M. M. Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis. 2011.

FENG, Y. et al. Sensitivity analysis and thermoeconomic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery. **Energy**, v. 82, p. 664–677, 2015.

HE, C. et al. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. **Energy**, v. 38, n. 1, p. 136–143, 2012.

JADHAO, J. S.; THOMBARE, D. G. Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine. **International Journal of Engineering and Innovative Technology**, v. 2, n. 12, 2013.

LAKEW, A. A.; BOLLAND, O. Working fluids for low-temperature heat source. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 10, p. 1262–1268, 2010.

LECOMPTE, S. et al. Part load based thermo-economic optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) applied to a combined heat and power (CHP) system. **Applied Energy**, v. 111, p. 871–881, 2013.

LECOMPTE, S. et al. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 448–461, 2015.

LECOMPTE, S.; BROEK, M. VAN DEN; PAEPE, M. DE. Optimal part-load operation of an 11 kWe organic Rankine cycle for waste heat recovery. 2016.

LI, J. et al. Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. **Energy**, v. 38, n. 1, p. 85–95, 2012.

LI, W. et al. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, 2011.

LI, X.; ZHAO, C.; HU, X. Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector. **Energy**, v. 42, n. 1, p. 342–349, 2012.

LI, Y. R.; WANG, J. N.; DU, M. T. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle.

Energy, v. 42, n. 1, p. 503–509, 2012.

LIU, B. T.; CHIEN, K. H.; WANG, C. C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**, v. 29, n. 8, p. 1207–1217, 2004.

LORA, E.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica Planejamento, Projeto e Operação**. Vol 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

MARAVAR, D. et al. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. **Applied Energy**, v. 117, p. 11–29, 2014.

MIKIELEWICZ, D.; MIKIELEWICZ, J. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. **Applied Energy**, 2010.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6ª Edição ed. [s.l.] Editora LTC, 2011.

MORAWSKI, A. P. **Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperaç.** [s.l.] UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, 2016.

PAANU, T.; NIEMI, S. Waste Heat Recovery – Bottoming Cycle Alternatives. **Proceedings of the University of Vaasa**, p. 26, 2012.

PAPADOPOULOS, A.; STIJEPOVIC, M.; LINKE, P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. **Applied Thermal Engineering**, 2010.

QUOILIN, S. et al. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 14–15, p. 2885–2893, 2011.

QUOILIN, S. et al. Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines. **International Compressor Engineering Conference**, p. 1–10, 2012.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168–186, 2013.

RIBEIRO, C. C. **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE INFORMAÇÃO PARA MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO DE DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**. [s.l.] UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO, 2014.

ROY, J. P.; MISHRA, M. K.; MISRA, A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. **Energy**, v. 35, n. 12, p. 5049–5062, 2010.

SAIDUR, R. et al. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion

engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 5649–5659, 2012.

SHU, G. et al. Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part A-thermodynamic evaluations. **Energy Conversion and Management**, v. 108, p. 579–595, 2016.

SOFFIATO, M. et al. Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 523–534, 2015.

SONG, J.; GU, C. Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 995–1005, 2015.

SONG, J.; SONG, Y.; GU, C. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. **Energy**, v. 82, p. 976–985, 2015.

SPROUSE, C.; DEPCIK, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1, p. 711–722, 2013.

TAHANI, M.; JAVAN, S.; BIGLARI, M. A comprehensive study on waste heat recovery from internal combustion engines using organic rankine cycle. **Thermal Science**, v. 17, n. 2, p. 611–624, 2013.

TCHANCHE, B. F. et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11–12, p. 2468–2476, 2009.

TCHANCHE, B. F. et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3963–3979, 2011.

TIAN, H. et al. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). **Energy**, v. 47, n. 1, p. 125–136, 2012.

TOFFOLO, A. et al. 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.

UCHE, J. **Thermoeconomic analysis and simulation of a combined power and desalination plant**. [s.l.] Universidad de Zaragoza, 2000.

VAJA, I.; GAMBAROTTA, A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic rankine cycles (ORCs). **Energy**, 2010.

VELEZ F, SEGOVIA JJ, MARTIN MC, ANTOLIN G, CHEJNE F, Q. A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 6, p. 4175–4189, 2012.

WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D'HAESELEER, W. Comparison of thermodynamic cycles for power production from low-temperature geothermal heat sources. **Energy Conversion and Management**, v. 66, p. 220–233, fev. 2013.

WANG, E. H. et al. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. **Energy**, v. 36, n. 5, p. 3406–3418, 2011.

WANG, E. H. et al. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. **Energy**, v. 43, n. 1, p. 385–395, 2012a.

WANG, Z. Q. et al. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. **Energy**, v. 40, n. 1, p. 107–115, 2012b.

WEI, D. et al. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 4, p. 1113–1119, 2007.

WEI, M. et al. Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system. **Science China Technological Sciences**, v. 54, n. 10, p. 2746–2753, 2011.

YANG, F. et al. Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for diesel engine waste heat recovery with a fin-and-tube evaporator. **Energy**, v. 91, p. 128–141, 2015.

YANG, M. H.; YEH, R. H. Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 999–1010, 2014.

YU, G. et al. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). **Energy**, v. 51, p. 281–290, 2013.

YUE, C.; YOU, F.; HUANG, Y. Thermal and economic analysis of an energy system of an ORC coupled with vehicle air conditioning. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 152–167, 2016.

ZARE, V. A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 127–138, 2015.

ZHANG, S.; WANG, H.; GUO, T. Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. **Applied Energy**, v. 88, n. 8, p. 2740–2754, 2011.

APÊNDICE A – MODELAGEM MATEMÁTICA

Dados de Entrada (Condições de Contorno): Temperatura de entrada no evaporador da fonte quente ($T_{fq,e}$), Temperatura de entrada no condensador da fonte fria ($T_{ff,e}$), Temperatura de saída no condensador da fonte fria ($T_{ff,s}$), vazão da fonte quente ($\dot{m}_{fq}$).

Variáveis de Decisão: Temperatura de evaporação (T_{evap}), de condensação (T_{cond}), o *pinch point* do evaporador ($\Delta Pinch_{evap}$) e os rendimentos isentrópicos da bomba (η_b) e da turbina (η_t).

Função Objetivo:

$$F_{objetivo} = \frac{\sum \dot{Z}_i}{\dot{W}_{liq}}$$

Onde:

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i CRF \phi}{(N \times 3600)}$$

onde Z_i é o custo de compra do i-ésimo componente (\$), ϕ é o fator de manutenção, N representa o número de horas de operação da planta por ano, e CRF é o fator anual de recuperação de capital, considerando uma taxa (j), e n anos.

$$CRF = \frac{j_r(1 + j_r)^n}{(1 + j_r)^n - 1}$$

Custos dos Componentes:

Turbina:

$$Z = A. \exp(B \ln(C. FB1(D. F2T + E. F2P))). FBN. FBT$$

$$FB1 = \eta_T \dot{m}_{orc}$$

$$F2T = T_e - T_s - T_s \cdot \ln \frac{T_e}{T_s}$$

$$F2P = T_s \cdot \left(\frac{P_e}{P_s} \right)$$

$$FBN = 1 + \left(\frac{1 - 0,9}{1 - \eta_T} \right)^3$$

$$FBT = 1 + 5. \exp \left(\frac{T_e - 1100}{18,75} \right)$$

Trocadores de Calor:

$$Z = 10000 + 324(A^{0,91})$$

Bomba:

$$Z = A. \exp(B. \ln(C. \dot{m}_{orc}. D. (P_s - P_e))). FDN$$

$$FDN = 1 + \left(\frac{1 - 0,8}{1 - \eta_b} \right)^3$$

Restrições de Igualdade oriundas dos fluxos dos equipamentos:

- ORC Simples

Evaporador:

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s})$$

Onde:

para água de resfriamento do motor como fonte quente adota-se $c_{p,FQ} = c_{p,\text{água}}$, onde $c_{p,\text{água}}$ é o calor específico médio da água; e para os gases de exaustão, $c_{p,FQ} = c_{p,\text{gases}}$, onde $c_{p,\text{gases}}$ é o calor específico dos gases de exaustão.

$$\dot{Q}_{FQ} = {}_4\dot{Q}_{FQ3} + {}_3\dot{Q}_{FQ2} + {}_2\dot{Q}_{FQ1}$$

$${}_4\dot{Q}_{FQ3} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,3})$$

$${}_3\dot{Q}_{FQ2} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,2})$$

$${}_2\dot{Q}_{FQ1} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,2} - T_{FQ,s})$$

$$\dot{Q}_{evap} = {}_1\dot{Q}_{evap2} + {}_2\dot{Q}_{evap3} + {}_3\dot{Q}_{evap4}$$

$${}_1\dot{Q}_{evap2} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_1)$$

$${}_2\dot{Q}_{evap\,3} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2)$$

$${}_3\dot{Q}_{evap\,4} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3)$$

$${}_3\dot{Q}_{evap\,4} = {}_4\dot{Q}_{FQ\,3}$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,3})$$

$${}_2\dot{Q}_{evap\,3} = {}_3\dot{Q}_{FQ\,2}$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,2})$$

Condensador:

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,e})$$

Onde:

para a fonte fria adota-se $c_{p,FF} = c_{p,\acute{a}gua}$, onde $c_{p,\acute{a}gua}$ é o calor específico médio da água;

$$\dot{Q}_{FF} = {}_5\dot{Q}_{FF\,6} + {}_6\dot{Q}_{FF\,7} + {}_7\dot{Q}_{FF\,8}$$

$${}_5\dot{Q}_{FF\,6} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,6})$$

$${}_6\dot{Q}_{FF\,7} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,6} - T_{FF,7})$$

$${}_7\dot{Q}_{FF\,8} = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,7} - T_{FF,e})$$

$$\dot{Q}_{FF} = \dot{Q}_{cond}$$

$$\dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,e}) = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_8)$$

$${}_7\dot{Q}_{cond\,8} = {}_7\dot{Q}_{FF\,8}$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_7 - h_8) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,7} - T_{FF,e})$$

$${}_6\dot{Q}_{cond\,7} = {}_6\dot{Q}_{FF\,7}$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_6 - h_7) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,6} - T_{FF,7})$$

$$\Delta Pinch_{cond} = T_{cond} - T_{FF,6}$$

Área dos Trocadores de Calor:

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$A_i = Q_i / U_i \cdot \Delta TML_i$$

Bomba:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ORC} (h_1 - h_8)}{\eta_b}$$

Turbina:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_5) \cdot \eta_t$$

Potência mecânica líquida:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_b$$

Eficiência térmica do ORC simples:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{FQ}}$$

- ORC Regenerativo:

Evaporador:

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s})$$

$$\dot{Q}_{FQ} = \dot{Q}_{FQ,4 \rightarrow 5} + \dot{Q}_{FQ,3 \rightarrow 4} + \dot{Q}_{FQ,2 \rightarrow 3}$$

$$\dot{Q}_{FQ,4 \rightarrow 5} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,4})$$

$${}_4\dot{Q}_{FQ\,3} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,4} - T_{FQ,3})$$

$${}_3\dot{Q}_{FQ\,2} = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,3} - T_{FQ,s})$$

$$\dot{Q}_{evap} = {}_2\dot{Q}_{evap\,3} + {}_3\dot{Q}_{evap\,4} + {}_4\dot{Q}_{evap\,5}$$

$${}_2\dot{Q}_{evap\,3} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_2)$$

$${}_3\dot{Q}_{evap\,4} = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_3)$$

$${}_4\dot{Q}_{evap\,5} = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_4)$$

$${}_4\dot{Q}_{evap\,5} = {}_5\dot{Q}_{FQ\,4}$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_5 - h_4) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,4})$$

$${}_3\dot{Q}_{evap\,4} = {}_4\dot{Q}_{FQ\,3}$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_4 - h_3) = \dot{m}_{FQ} \cdot c_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,4} - T_{FQ,3})$$

Condensador:

$${}_7\dot{Q}_{cond\,8} = {}_7\dot{Q}_{FF\,8}$$

$$\dot{m}_{ORC} (h_7 - h_8) = \dot{m}_{FF} \cdot c_{p,FF} \cdot (T_{FF,s} - T_{FF,8})$$

Regenerador:

$$(h_2 - h_1) = (h_6 - h_7)$$

Área dos Trocadores de Calor:

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$A_i = Q_i / U_i \cdot \Delta TML_i$$

Bomba:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{ORC}(h_1 - h_9)}{\eta_b}$$

Turbina:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) \cdot \eta_t$$

Potência mecânica líquida:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_b$$

Restrições de desigualdade:

- A mínima temperatura de retorno da água de resfriamento, 41 °C;
- A mínima temperatura de saída dos gases de exaustão, 180 °C;