PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Thaís Martins Bernardes de Assis

ESTUDO DE MISTURAS ZEOTRÓPICAS PARA COGERAÇÃO NA INDÚSTRIA DE CIMENTO

Belo Horizonte
2020

Thaís Martins Bernardes de Assis

ESTUDO DE MISTURAS ZEOTRÓPICAS PARA COGERAÇÃO NA INDÚSTRIA DE CIMENTO

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Fluidos

Belo Horizonte

2020

FICHA CATALOGRÁFICA
Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Assis, Thaís Martins Bernardes de
A848e Estudo de misturas zeotrópicas para cogeração na indústria de cimento / Thaís Martins Bernardes de Assis. Belo Horizonte, 2020.
173 f. : il.

Orientador: Felipe Raúl Ponce Arrieta
Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Cimento - Indústria. 2. Misturas (Química). 3. Energia elétrica e calor - Cogeração. 4. Métodos de gradiente conjugado. I. Arrieta, Felipe Raúl Ponce. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.362

Ficha catalográfica elaborada por Renata Diniz Guimarães de Oliveira - CRB 6/2646

SIB PUC MINAS

Thaís Martins Bernardes de Assis

ESTUDO DE MISTURAS ZEOTRÓPICAS PARA COGERAÇÃO NA INDÚSTRIA DE CIMENTO

Dissertação apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Felipe Raúl Ponce Arrieta, D.Sc. - PUC Minas (Orientador)

Prof. Rogério Jorge Amorim, D.Sc. - PUC Minas (Examinador Interno)

Prof. Raphael Nunes de Oliveira, D.Sc. - (Examinador Externo)

Belo Horizonte, 28 de Fevereiro de 2020

A todos que, de alguma forma,
somaram conhecimento. Obrigada pelo
incentivo e pela colaboração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por todas as oportunidades que Ele me deu na vida.

Aos amigos e aos familiares, pela força, pelo carinho e pelo companheirismo.

A todos os professores e funcionários do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas, que contribuíram para a execução deste trabalho.

Ao professor orientador Felipe Arrieta, pelo apoio, pelos conselhos e por ter me dado a oportunidade de aprender com seus ensinamentos.

Aos colegas de mestrado e demais amigos por toda a ajuda e suporte durante esse período.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de financiamento 001 pela concessão da bolsa de estudos.

A FAPEMIG através do projeto PPM-00381-16, pelo apoio financeiro para a compra dos softwares utilizados para a realização do trabalho e para a apresentação de trabalhos em congressos.

A todos aqueles que contribuíram de alguma maneira para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho teve por objetivo estudar a cogeração de energia por meio do ciclo Rankine orgânico Regenerativo para recuperação de calor residual na indústria de cimento utilizando misturas zeotrópicas como fluido de trabalho. Além disso, foi modelado também um ciclo Rankine orgânico simples ideal a fim de escolher a composição molar de cada mistura e o desempenho destas no ciclo. Após modelar os ciclos, alguns parâmetros de operação dos ciclos Rankine orgânico foram otimizados tendo a maximização da potência líquida como função objetivo. Logo depois, outros parâmetros de operação dos ciclos foram otimizados, como a eficiência exergética, o custo total de investimento e o custo específico para geração de eletricidade. As propriedades das misturas zeotrópicas foram utilizadas a partir da base de dados do *software REFPROP*, os modelos foram calculados utilizando-se o *software Engineering Equation Solver* e as otimizações, efetuadas no mesmo programa, empregaram o método de gradiente conjugado. As misturas selecionadas para o estudo foram a R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, as proporções de fração molar escolhidas foram de 0,1/0,9, 0,44/0,56, 0,345/0,655 e 0,378/0,622 respectivamente. Já nos resultados das otimizações, verificou-se que a superioridade média do ciclo regenerativo operando com a mistura R227ea/R245fa em termos de potência líquida foi cerca de 31,9%, 31,8% e 49,0% ao comparar com as misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, nesta ordem. Sob o prisma econômico, o maior custo para produção de energia elétrica dentre as misturas estudadas foi inferior ao preço de venda de eletricidade praticado pela concessionária de energia local em 41,32%. Outras constatações importantes foram que a otimização de outros parâmetros como a eficiência exergética e o custo para geração de eletricidade influenciaram nos resultados dos demais.

Palavras-Chaves: Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo. Misturas Zeotrópicas. Método de gradiente conjugado.

ABSTRACT

This work aimed to study energy cogeneration through the Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery in cement industry using zeotropic mixtures as working fluid. In addition, an ideal simple Organic Rankine Cycle was also modeled in order to choose the molar fraction of each mixture and their performance in the cycle. After modeling the cycles, some operating parameters of the Organic Rankine Cycles were optimized with the maximization of the net power as an objective function. Finally, the Organic Rankine Cycle was optimized again and other operating parameters were chosen, such as exergy efficiency and the total and specific investment cost. The zeotropic mixtures properties were used from the REFPROP software database, the models were calculated using the Engineering Equation Solver software and the optimizations, performed in the same program, employed the conjugated direction method. The mixtures selected for the study were R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a and D4/R134a, the molar fraction proportions chosen were 0,1/0,9, 0,44/0,56, 0,345/0,655 and 0,378/0,622, respectively. In the optimizations results, it was found that the average superiority of the regenerative cycle operating with the R227ea/R245fa mixture, in terms of net power, was around 31,9%, 31,8% and 49,0% when comparing with the other mixtures MDM/R134a, MD2M/R134a and D4/R134a, in that order. From an economic perspective, the highest cost for the production of electricity among the mixtures studied was 41,32% lower than the electricity sale price practiced by the local energy concessionaire. Other important observations were that the optimization of other parameters, such as energy efficiency and specific investment cost, influenced the results of the others.

Key Words: Regenerative Organic Rankine cycle. Zeotropic mixtures. Conjugate direction method.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Estrutura do consumo no setor de cimento 40
FIGURA 2 - Ciclo Rankine Orgânico Simples 57
FIGURA 3 - Diagrama T-s de saturação da água e de alguns fluidos orgânicos para o CRO . 58
FIGURA 4 - Diagrama esquemático de temperatura e composição para uma mistura zeotrópica binária a uma pressão constante. 60
FIGURA 5 - Fluidos de trabalho isentrópico, molhado e seco 62
FIGURA 6- Cronograma das reduções dos consumos dos HCFCs 64
FIGURA 7 - Diagrama de wheel de um ciclo Rankine simples 70
FIGURA 8 - Ciclo Regenerativo de vapor superaquecido 74
FIGURA 9 - Redução relativa de calor na entrada do sistema 75
FIGURA 10 - Exemplo de fluxo de caixa 77
FIGURA 11 - Processo em que mostra os passos e as direções do método dos gradientes 78
FIGURA 12 - Processo em que mostra os passos e as direções do método dos gradientes conjugados 78
FIGURA 13 - CRO Regenerativo 85
FIGURA 14 – Comparação da composição das misturas R227ea e R245fa em relação à potência gerada no Ciclo 100
FIGURA 15– Comparação da composição das misturas MM e MDM em relação à potência gerada no Ciclo 101
FIGURA 16 – Comparação da composição das misturas MDM e R134a em relação à potência gerada no Ciclo 102
FIGURA 17 – Comparação da composição das misturas MD2M e R134a em relação à potência gerada no Ciclo 103
FIGURA 18 – Comparação da composição das misturas D4 e R134a em relação à potência gerada no Ciclo 104
FIGURA 19 - Comparação de todas as misturas estudadas 105
FIGURA 20 – Influência da variação de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas 107
FIGURA 21 – Influência da variação de pressão nas eficiências térmica (a) e exergética (b) do CRO Regenerativo em todas as misturas 107
FIGURA 22 – Influência da variação de pressão no custo específico de investimento para geração de eletricidade do CRO Regenerativo 108

FIGURA 23 – Influência da variação de temperatura na potência específica do CRO Regenerativo as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a 109
FIGURA 24 – Influência da variação de temperatura nas eficiências térmica e exergética do CRO Regenerativo na mistura R227ea/R245fa 110
FIGURA 25 – Influência da variação de temperatura no custo específico de investimento para geração de eletricidade do CRO Regenerativo nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/134a 111
FIGURA 26 – Influência da variação de razão de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas 112
FIGURA 27 – Influência da variação de razão de pressão nas eficiências térmica e exergética do CRO Regenerativo em todas as misturas 112
FIGURA 28 – Influência da variação de razão de pressão no custo de investimento específico do CRO Regenerativo 113
FIGURA 29 – Influência da variação de razão de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas 114
FIGURA 30 – Influência da variação de razão de pressão nas eficiências térmica e exergética do CRO Regenerativo em todas as misturas 115
FIGURA 31 – Influência da variação de razão de pressão no custo específico de investimento para geração de eletricidade do CRO Regenerativo 115
FIGURA 32 – Influência da variação de diferença de temperatura na potência específica do CRO Regenerativo as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a 117
FIGURA 33 – Influência da variação de temperatura no custo específico de investimento para geração de eletricidade do CRO Regenerativo nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/134a 118
FIGURA 34 - Comparação dos valores do custo total do investimento para todas as misturas 122
FIGURA 35 - Áreas superficiais de transferência de calor dos trocadores do CRO para todas as misturas 123
FIGURA 36 - Comparação dos valores do custo específico do investimento para o CRO operando com todas as misturas estudadas 124
FIGURA 37 - Comparação do custo específico para geração de eletricidade do CRO operando com todas as misturas 125
FIGURA 38- Comparação dos resultados do VPL para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas 127

FIGURA 39 - Comparação do TR para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas.....128
FIGURA 40 - Comparação da TIR para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas.....129

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Estudo da arte 54
TABELA 2 - Fluidos de trabalho comuns em instalações comerciais de CRO e suas propriedades de acordo com seleção 81
TABELA 3 – Fluidos de trabalho alternativo em instalações comerciais de CRO e suas propriedades de acordo com seleção 81
TABELA 4 - Seleção final de fluidos 82
TABELA 5 - Seleção de misturas 83
TABELA 6 - Balanços da turbina de três seções 86
TABELA 7 - Balanços das bombas centrífugas 86
TABELA 8 - Balanços do aquecedor de alimentação aberto 87
TABELA 9 - Balanços do condensador 87
TABELA 10 - Balanços do purgador 88
TABELA 11 - Balanços do aquecedor de alimentação fechado, economizador, evaporadores e superaquecedor 88
TABELA 12 - Coeficientes globais de transferência de calor por tipo de interação 89
TABELA 13 - Dados dos gases de exaustão do processo produtivo de cimento: 3.500 toneladas de clínquer/dia 90
TABELA 14 - Eficiências isentrópicas dos equipamentos e demais dados de entrada 91
TABELA 15 - Dados de entrada utilizados na modelagem econômica 94
TABELA 16 - Parâmetros das otimizações pelo método da seção áurea genético e restrições utilizadas 97
TABELA 17 - Parâmetros das otimizações pelo método de gradiente conjugado e restrições utilizadas 97
TABELA 18 - Resultados da simulação do CRO ideal 106
TABELA 19 - Principais resultados da otimização do CRO Regenerativo 119
TABELA 20 - Comparação da estimativa de custos para todas as misturas estudadas 126
TABELA 21 – Otimização da eficiência exergética 130
TABELA 22 - Resultado dos parâmetros com otimização do custo específico para geração de eletricidade 132
TABELA 23 - Resultado dos parâmetros com otimização do custo específico de investimento 133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AAA	Aquecedor de Alimentação Aberto
AAF	Aquecedor de Alimentação Fechado
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BB	Bomba Centrífuga
CAMD	Projeto Molecular Assistido por Computador
CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais S.A.
CFC	Clorofluorocarboneto
COND	Condensador
CRO	Ciclo Rankine Orgânico
CSI	Iniciativa de Sustentabilidade do Cimento
DGSE	Departamento de Gestão do Setor Elétrico
DORC	Ciclo Rankine Orgânico de ciclo duplo
ECO	Economizador
EES	Engineering Equation Solver
ESI	Índice de Sustentabilidade de Emergia
EVP	Evaporador
EYR	Taxa de Rendimento de Emergia
IEA	Agência Nacional de Energia
IHE	Trocador de Calor Interno
FC	Fluxo de Caixa
GER	Gerador de Energia Elétrica
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorocarbono
HFC	Hidrofluorocarboneto
KC	Ciclo Kalina
MDM	Cctametiltrisiloxano
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
MM	Siloxanos hexametildisiloxano
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
OFC	Ciclo de Flash Orgânico

OR	Osmose Reversa
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
PDPA	Analisador de Partículas Doppler de Fase
PEORC	Ciclo Rankine de evaporação parcial orgânica
POIR	Taxa de Aumento de Produção de Energia
PTORC	CRO de dois estágios paralelos
PURG	Purgador
SAQ	Superaquecedor
SCORC	Ciclo Subcrítico Rankine Orgânico
SEE	Subestação de Energia Elétrica
SIC	Custo de Investimento Específico
STORC	CRO em série de dois estágios
TG-CRO	Ciclo combinado de turbina a gás e Ciclo Rankine Orgânico
TIR	Taxa Interna de Retorno
TJLP	Taxa de Juros de Longo Prazo
TR	Tempo de Retorno de Capital
TSP	Turbina de Tamanho
TURB	Turbuna
VLP	Valor Presente Líquido
WHRE	Eficiência de Recuperação de Calor Residual

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área superficial de transferência de calor do trocador [m²]
AF	Fator de amortização [ano^{-1}]
C	Custo específico para geração de energia elétrica [R$/kWh]
C_{BM}	Custos com instalações auxiliares [R$]
C_{BM}	Custos diretos e indiretos [R$]
C_C	Custos com despesas eventuais [R$]
C_F	Custo com taxas [R$]
C_{OS}	Custo com instalações externas à planta de cogeração [R$]
C_P	Preço de compra do componente [R$]
C_{SD}	Custos com desenvolvimento da planta de cogeração [R$]
dE	Taxa de variação de energia [kW]
dS	Taxa de variação de entropia [kW]
$\dot{E}_d$	Taxa de destruição de exergia [kW]
e_x	Exergia específica [kJ/kg]
F	Fator de correção adimensional do trocador de calor
$\dot{F}$	Taxa de insumo exergético [kW]
F_{BM}	Fator de instalação correspondente [-]
F_C	Fluxo de caixa [R$]
gz	Energia potencial [kJ/kg]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
i	Taxa de juros [%]
I	Valor de investimento [R$]
$\dot{I}$	Taxa de irreversibilidade [kW]
IF	Fator de indexação adimensional
IT	Custo total do investimento [R$]
j	Taxa de juros [%]
k	Consumo exergético unitário [kW/kW]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
MM	Massa molar [kg/kmol]
n	Período de tempo [anos]

P	Pressão [MPa]
$\dot{P}$	Taxa de produto exergético [kW]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kW]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases [kJ/kg.K]
s	Entropia específica [kJ/kg.K]
T	Temperatura [K]
$\bar{T}$	Temperatura média [K]
TEE	Tarifa média de fornecimento de energia elétrica [R$/kWh]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m²-K]
V	Velocidade [m/s]
V	Energia cinética [kJ/kg]
x	Concentração molar na mistura de gases [%]
X	Título
y	Fração do escoamento total extraído na seção da turbina
$\dot{W}$	Taxa de transferência de calor [kW]

Letras Gregas

$\dot{\sigma}$	Taxa de geração de entropia [kW/K]
ρ	Massa específica [kg/m³]
η	Eficiência do ciclo [%]
η_{ex}	Eficiência exergética [%]
Δ	Variação

Subscritos

0	Estado morto (no ambiente de referência)
1	Referente à região de entrada do fluxo do equipamento
2	Referente à região de saída do fluxo do equipamento
100	Referente ao índice de GWP calculado para cem anos
atm	Referente à condição atmosférica
BB	Bomba
BM	Diretos e indiretos
c	Referente à potência líquida produzida pelo ciclo

CC	Referente à trocadores de calor de único passe com escoamento contracorrente
CF	Referente à trocadores de calor de múltiplos passes trabalhando com escoamento paralelo, contracorrente ou fluxo cruzado
COND	Condensador
cr	Referente ao ponto crítico
d	Destruído(a)
e	Referente ao fluxo de entrada
EVP 01	Evaporador 01
EVP 02	Evaporador 02
ex	Referente à eficiência exergética (2ª lei da termodinâmica)
f	Referente ao fluxo de menor temperatura (frio)
gases	Referente à propriedade dos gases de exaustão
ger	Referente à entropia gerada
i	Contador de componente
Ideal	Referente ao trabalho isentrópico
k	Ano de referência para cálculo do fator de indexação adimensional
lm	Referente à média das diferenças de temperaturas
n	Vida útil
otm	Referente à pressão ótima de operação
PL	Referente à trocadores de calor de único passe com escoamento paralelo
q	Referente ao fluxo de maior temperatura (quente)
r	Ano de referência para cálculo do fator de indexação adimensional
real	Referente ao trabalho real
s	Referente ao fluxo de saída
sai COND	Referente à temperatura na saída do condensador
sat	Referente à pressão de saturação do fluido
ss	Referente ao estado isentrópico
sub resf	Referente à temperatura de sub resfriamento no economizador
th	Referente à eficiência térmica (1ª lei da termodinâmica)
TURB	Turbina
TURB 01	Referente à primeira seção da turbina com extração de vapor

TURB 02	Referente à segunda seção da turbina com extração de vapor
TURB 03	Referente à terceira seção da turbina com extração de vapor
v	Referente a alguma capacidade do componente
vc	Volume de controle

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 37

1.1 Objetivo 38

1.1.1 Objetivos específicos 39

1.2 Motivação 39

1.3 Justificativa 40

1.4 Estruturação 41

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 43

2.1 Estudos comparativos de Ciclos Termodinâmicos utilizando misturas zeotrópicas 43

2.2 Misturas zeotrópicas operando em ciclos para recuperação de calor 45

2.3 Misturas zeotrópicas operando em ciclos com fontes de calor geotérmico 47

2.4 Estudo termodinâmico utilizando misturas zeotrópicas para obter melhor desempenho do Ciclo 49

2.5 Seleção de Fluidos de Trabalho 52

2.6 Estado da arte 54

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS 57

3.1 Ciclo Rankine Orgânico Simples 57

3.2 Conceituação das misturas como fluido de trabalho 58

3.2.1 Acordos internacionais para limitar danos ambientais 63

3.3 Balanços de massa e energia 66

3.4 Balanços de massa e entropia 67

3.5 Balanços de massa e exergia 68

3.6 Propriedades termodinâmicas das misturas zeotrópicas 71

3.7 Cálculo dos trocadores de calor 72

3.8 Melhoria de desempenho do CRO 74

3.9 Indicadores econômicos 75

3.10 Método de gradiente conjugado 77

4 METODOLOGIA 79

4.1 Seleção inicial das misturas com dados de entrada 79

4.2 Seleção final das misturas em concordância com o Protocolo de Montreal, Protocolo de Quioto e Acordo de Paris 82

4.3 Modelagem termodinâmica 84

4.3.1 Aplicação das equações de balanço ao CRO proposto ... 86
4.3.2 Dados de entrada para o CRO proposto ... 88
4.4 Modelagem econômica ... 91
4.5 Otimização dos Resultados ... 95
5 RESULTADOS ... 99
5.1 CRO ideal ... 99
5.1.1 Mistura R227ea e R245fa ... 99
5.1.2 Mistura MM e MDM ... 100
5.1.3 Mistura MDM e R134a ... 101
5.1.4 Mistura MD2M e R134a ... 102
5.1.5 Mistura D4 e R134a ... 103
5.1.6 Comparação das misturas estudadas ... 104
5.2 Resultados obtidos com variação dos parâmetros de operação ... 106
5.2.1 Parâmetro: Pressão na entrada da turbina ... 106
5.2.2 Parâmetro: Temperatura na entrada da turbina ... 108
5.2.3 Parâmetro: Razão de pressão entre estado 2 e 1 ... 111
5.2.4 Parâmetro: Razão de pressão entre o estado 3 e 1 ... 113
5.2.5 Parâmetro: Diferença de temperatura no AAF ... 116
5.2.6 Parâmetro: Diferença de temperatura no Economizador ... 116
5.2.7 Parâmetro: Diferença de temperatura no Evaporador 01 ... 117
5.2.8 Parâmetro: Diferença de temperatura no Evaporador 02 ... 118
5.3 Resultados obtidos com a otimização da potência ... 119
5.3.1 Resultados da modelagem econômica ... 121
5.4 Resultados obtidos com outros parâmetros de operação otimizados ... 129
5.4.1 Resultados obtidos com a otimização da eficiência exergética ... 129
5.4.2 Resultados obtidos com a otimização dos custos ... 131

6 CONCLUSÕES 135
REFERÊNCIAS 139
APÊNDICE A – FLUIDOS REFRIGERANTES A SEREM ELIMINADOS PELO PROTOCOLO DE MONTREAL 149
APÊNDICE B – RESULTADOS DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS NOS PARÂMETROS OBJETIVOS DO CRO REGENERATIVO 151
APÊNDICE C – ÁREAS SUPERFICIAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 163
APÊNDICE D - RESULTADOS DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS SELECIONADOS A FIM DE OBTER MAIOR POTÊNCIA ESPECÍFICA 167
APÊNDICE E - RESULTADOS DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS AO OTIMIZAR A POTÊNCIA ESPECÍFICA 169
APÊNDICE F - RESULTADOS DA MODELAGEM ECONÔMICA 171
APÊNDICE G - RESULTADOS OBTIDOS COM CUSTO ESPECÍFICO PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE OTIMIZADOS 173

1 INTRODUÇÃO

O aquecimento global, problema mundial ainda em estudo pela comunidade científica, é causado por emissões de gases poluentes resultantes dos processos industriais com consumo e geração de energia térmica e elétrica. O crescimento do efeito estufa faz com que novas tecnologias e metodologias sejam desenvolvidas para reduzir e controlar as emissões nas indústrias decorrentes do consumo de energia. Dentre os processos industriais o processo de fabricação de cimento é altamente energo-intensivo, com altas demandas das formas de energia antes mencionadas. Assegurar a combinação de melhores práticas ambientais em processos de produção como o de fabricação de cimento, com a utilização da energia térmica e elétrica de forma mais eficiente tornou-se desejável visando reduzir o efeito estufa.

A produção de cimento, como mencionado anteriormente, é um processo que demanda grande consumo de energia térmica e elétrica. No entanto, parte dessa energia térmica se transforma em calor residual e é desperdiçada. Com isso, torna-se importante fazer a recuperação dessa energia, visto que, além de aumentar a eficiência da fábrica de cimento, reduz a quantidade de emissões de CO_2 para o ambiente baixando a temperatura dos gases de escape (AMIRI, 2015). Este processo de aproveitamento de energia térmica e elétrica em uma indústria de cimento pode ser descrito como cogeração.

A cogeração é um método eficiente de geração simultânea de energia térmica e elétrica. O calor gerado no processo de produção do cimento carrega muita energia que não é aproveitada e acaba se perdendo no meio ambiente. É possível por meio da cogeração aproveitar o calor residual e tirar vantagem do processo sem consumo de combustível adicional, reutilizando o calor do processo para alimentar outros sistemas como turbina, condensador, gerador de vapor, bomba, caldeira e para o preaquecimento do próprio forno. Esse conjunto de equipamentos antes mencionado encontram-se no que se conhece como ciclo termodinâmico de potência. Neste trabalho, especificamente, será estudado o CRO.

A tecnologia do Ciclo Rankine Orgânico vem se desenvolvendo e se mostra interessante para diversos processos industriais, devido ao bom uso de fontes de baixa energia térmica, como o calor residual (HANZHI, 2017). Huarong e outros (2015) verificaram que o Ciclo Rankine Orgânico é capaz de gerar eletricidade de tal forma que promove a economia de combustível e reduz a emissão de CO_2 na atmosfera. Sendo assim, torna-se necessário determinar o fluido de trabalho adequado para a aplicação de um CRO, levando em consideração a temperatura da fonte de calor, a eficiência do fluido para sistemas sob determinadas condições, propriedades do fluido, impactos ambientais, tipo de mistura e outros fatores inerentes ao processo.

A seleção do fluido de trabalho para o Ciclo Rankine Orgânico não depende apenas das características deste, como inflamabilidade, toxidade e estabilidade térmica, como também do impacto de diferentes fluidos de trabalho na eficiência de diversos sistemas sob diferentes temperaturas na fonte de calor (DIAN-XUN LI, 2015).

Dentre os fluidos de trabalho, as misturas zeotrópicas apresentam algumas vantagens, já que podem ser usadas sob temperatura e pressão de evaporação mais baixas. Além disso, o calor para atingir a evaporação de uma mistura zeotrópica é aproximadamente 10 vezes menor em comparação com a água (VANSLAMBROUCK, 2011). Com o ponto de ebulição mais baixo e uma menor entalpia de vaporização, consequentemente, as misturas zeotrópicas exigem menor quantidade de energia no processo.

Portanto, a análise da viabilidade do sistema de cogeração utilizando misturas zeotrópicas no Ciclo de Rankine Orgânico pode possibilitar ganhos significativos no processo de fabricação de cimento como maior eficiência e mais competividade no mercado, além de diminuir os impactos ambientais e o consumo de combustíveis.

Moreira e Arrieta (2019) realizaram um estudo no qual foram abordados vários modelos termodinâmicos de CRO para recuperação de calor residual na indústria de cimento, com análise do aspecto técnico e econômico de cada Ciclo utilizando fluidos orgânicos puros. Os autores destacaram o Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo como o de maior eficiência e potência. O presente trabalho almeja dar continuidade ao estudo de Moreira e Arrieta (2019), realizando análise do CRO regenerativo, utilizando-se como fluido de trabalho misturas zeotrópicas.

1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é analisar, do ponto de vista termodinâmico e econômico, misturas zeotrópicas como fluido de trabalho do CRO Regenerativo para a cogeração a partir da recuperação de calor residual na indústria de cimento.

1.1.1 Objetivos específicos

- Selecionar, através de aspectos ambientais e tecnológicos, as misturas zeotrópicas mais adequadas para aplicação neste trabalho;
- Modelar termodinamicamente a configuração de CRO operando com as misturas zeotrópicas selecionadas;
- Comparar os principais resultados de desempenho do CRO decorrente do uso das diferentes misturas, avaliando a potência, eficiência térmica e eficiência exergética;
- Desenvolver os modelos econômicos para a configuração de CRO proposta com as misturas zeotrópicas visando estudar a viabilidade econômica da implantação destes sistemas no setor cimenteiro.

1.2 Motivação

De acordo agência internacional de energia (IEA) e a iniciativa de sustentabilidade do cimento (CSI), o setor cimenteiro é o terceiro maior consumidor industrial de energia do mundo, responsável por 7% do uso de energia industrial, com cerca de 7% das emissões globais (IEA, 2018). Além disso, sabe-se que o processo de produção do cimento é o que demanda a maior parte da energia na indústria. Desta forma, a necessidade de estudar, viabilizar e aplicar tecnologias no processo produtivo é essencial. O intuito é reduzir o consumo de energia, as emissões de CO_2 e aumentar a eficiência do processo. Para isso, o desenvolvimento das tecnologias de cogeração pode apresentar um ganho significativo para a indústria de cimento, visto que, além de economizar recursos também colabora para o desenvolvimento sustentável.

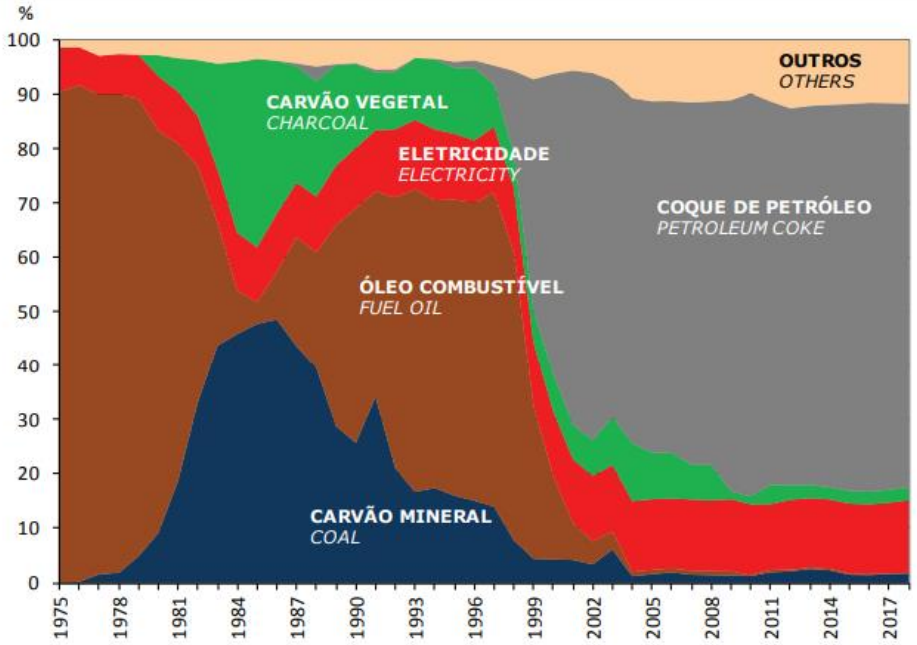
O aproveitamento de calor residual em uma indústria de cimento dá-se através da elaboração de um ciclo termodinâmico de potência, em que o Ciclo Rankine Orgânico é indicado para esse propósito devido ao bom uso de fontes de baixa energia térmica, como será abordado neste trabalho.

Uma das alternativas para atingir um avanço na área da cogeração passa pelo estudo do Ciclo Rankine Orgânico utilizando misturas zeotrópicas como fluido de trabalho, sendo uma das suas vertentes mais importantes a possibilidade de empregá-lo em temperatura e pressão de evaporação mais baixas comparado a outros fluidos.

1.3 Justificativa

Segundo o Ministério de Minas e Energia (2018), o consumo de energia no setor de cimento brasileiro em 2018 foi, em sua maioria, proveniente de combustíveis fósseis e não renováveis. Conforme demonstrado na Figura 1, observa-se que os principais insumos energéticos usados nos últimos anos foram o coque de petróleo e a eletricidade, representando parcelas de 70,8% e 13,4%, respectivamente. Analisando essas informações, percebe-se um cenário favorável para o estudo de tecnologias que visam o aproveitamento da energia neste tipo de indústria.

Figura 1 - Estrutura do consumo no setor de cimento



Fonte: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2020.

Visando o ganho energético para a indústria de cimento, a cogeração de energia através do CRO surge como uma alterativa atrativa. Isto pode ser justificado devido a esta tecnologia possibilitar o aproveitamento da energia térmica de duas principais fontes de calor residual presente em plantas de cimento: o gás de exaustão do pré-aquecedor de suspensão e o ar quente de descarga do resfriador de clínquer. Ambos possuem de baixa a média temperatura e são lançados na atmosfera.

Os fluidos de trabalho do CRO para este estudo são as misturas zeotrópicas, escolhidas principalmente por serem ecologicamente viáveis e por serem usadas em sistemas cuja

temperatura e pressão de evaporação são mais baixas. Isso possibilita maior eficiência do sistema na indústria, maior competitividade no mercado de trabalho e menor consumo de combustíveis.

Investir na tecnologia de cogeração de energia no setor cimenteiro e escolher as misturas apropriadas para o CRO em questão, traz benefícios como diminuição dos custos de produção, o decréscimo no consumo de energia elétrica oriunda de usinas hidrelétricas ou nucleares e redução das taxas de emissões de CO_2.

1.4 Estruturação

Além de toda a parte inicial do documento, até aqui apresentada, o trabalho está estruturado em quatro capítulos principais apresentando os seguintes conteúdos:

- Capítulo 2: em que é abordada uma revisão bibliográfica de acordo com o tema proposto;
- Capítulo 3: em que é apresentada a fundamentação teórica;
- Capítulo 4: em que é apresentada a metodologia para o desenvolvimento do trabalho e a obtenção dos resultados;
- Capítulo 5: em que é apresentada a discussão e análise dos resultados obtidos.

O documento na sua parte final apresenta as conclusões, além da lista de referências bibliográficas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na revisão bibliográfica deste estudo abordaram-se os principais assuntos no que diz respeito à utilização de misturas zeotrópicas em análises termodinâmicas. Fez-se um apanhado geral sobre os tipos de misturas mais adequadas em Ciclos Rankine Orgânicos.

2.1 Estudos comparativos de Ciclos Termodinâmicos utilizando misturas zeotrópicas

Ho e outros (2012) apresentaram uma comparação do Ciclo Flash Orgânico (OFC) com o CRO otimizado e outros ciclos de vapor avançados para fontes térmicas finitas de temperatura alta e intermediária. As equações foram detalhadas utilizando os softwares REFPROP, BACKONE e Spane Wagner em conjunto com uma análise termodinâmica e exergética para determinar a validade e o mérito do OFC. O estudo examinou 10 diferentes hidrocarbonetos aromáticos e siloxanos como potenciais fluidos de trabalho. Foram feitas comparações entre o OFC e um Ciclo de Rankine Orgânico básico (CRO) otimizado, um ciclo de Rankine zeotrópico usando uma mistura binária de amônia-água e um ciclo de CO_2 transcrítico. Os resultados mostraram que os hidrocarbonetos aromáticos são mais adequados para o CRO e OFC, devido à maior potência e ao projeto de turbinas menos complexas. Uma série de melhorias potencialmente significativas para o OFC foram possíveis, o que incluiu o uso de um estágio flash secundário ou a substituição da válvula de estrangulamento por um expansor bifásico.

Zhou e Zhang (2016) apresentaram uma nova arquitetura do Ciclo Rankine Orgânico (CRO): o ciclo Rankine de evaporação parcial orgânica (PEORC) com a mistura zeotrópica R245fa / R227ea como fluido de trabalho. As análises da primeira e da segunda lei da termodinâmica foram aplicadas para avaliar o desempenho do sistema. A fração de massa de R227ea (correspondente à mistura zeotrópica) e a qualidade do vapor de entrada do expansor (correspondente a PEORC) foram escolhidas como variáveis independentes. Os resultados mostraram que o PEORC otimizado com R245fa / R227ea, em que a razão ótima da composição de 0,7/0,3, foi capaz de gerar cerca de 24,7% de energia a mais do que o tradicional ciclo subcrítico Rankine orgânico (SCORC) com R227ea como fluido de trabalho. No entanto, a economia do trocador de calor pode piorar, o que deve ser considerado. Os resultados também revelaram que o fluido de trabalho da mistura reduziu principalmente a perda de exergia no condensador devido à característica de deslize de temperatura, enquanto o PEORC reduziu principalmente a perda de exergia no evaporador.

Sadeghi e outros (2016) investigaram o desempenho do CRO alimentado por uma fonte geotérmica, em três configurações diferentes, incluindo o CRO simples, PTORC (CRO de dois estágios paralelos) e STORC (CRO em série de dois estágios), usando fluido de trabalho zeotrópico a partir dos pontos de vista da energia e exergia. Os resultados mostraram que o uso de misturas zeotrópicas como fluido de trabalho em vez de um fluido puro, como R245fa, levou a 27,76%, 24,98% e 24,79% de melhoria na geração de energia no CRO simples, PTORC e STORC, respectivamente e também valores mais baixos de Turbina de tamanho (TSP). Considerando as mesmas condições termodinâmicas, como a temperatura do condensador e a pressão máxima do ciclo, para cada fluido de trabalho, o STORC representou melhor desempenho que as outras configurações. Como exemplo, para o R407A, a saída de energia líquida gerada pelo STORC em comparação com o PTORC e o CRO simples foi melhorada em até 7,81% e 34,3%, respectivamente. No ponto ideal de projeto final do sistema STORC usando o R407A como fluido de trabalho, os valores da potência líquida e do TSP melhoraram em 24,76% e 57%, respectivamente, em comparação com o STORC sendo executado pelo R245fa como um fluido puro.

Borsukiewicz (2017) apresentou a ideia de usar substâncias orgânicas como fluido de trabalho em usinas de vapor, a fim de converter as fontes de energia térmica de baixa e média temperatura em energia elétrica. Com base nos resultados dos cálculos de fluxo térmico verificou-se que o uso de mistura zeotrópica não permite aumentar a eficiência e a produção da usina. Isso resultou da potência absorvida pela bomba de ciclo que é muito maior do que a do sistema com fluido puro. Contudo, verificou-se que, através da seleção de uma mistura com diferença de temperatura suficientemente grande, a superfície de permuta de calor do condensador podia ser reduzida ou um sistema de cogeração podia ser implementado.

Eller e outros (2017) investigaram detalhes de novas misturas zeotrópicas como fluido de trabalho para o KC (Ciclo Kalina) e compararam com o CRO supercrítico com base na eficiência da segunda lei. A temperatura da fonte de calor variou entre 200 ºC e 400 ºC. Os resultados mostraram que a eficiência do KC pode ser aumentada pela aplicação de misturas álcool/álcool como fluido de trabalho em vez de misturas de amônia/água; especialmente para fontes de calor com temperaturas acima de 250 ºC. O aumento da eficiência estava na faixa de 16% e 75%. Apesar desta melhoria de eficiência, o CRO com misturas zeotrópicas no modo de operação sub e supercrítico se mostrou superior ao KC na faixa de temperatura analisada. A diferença mínima da eficiência de segunda lei foi cerca de 2% e, no máximo, cerca de 13%. Uma eficiência máxima de 59,2% foi obtida para CRO supercrítica com benzeno/tolueno 36/64 a 400 ºC de temperatura na fonte de calor. O maior nível de eficiência e a menor complexidade

de CRO em comparação com KC indicaram que CRO com misturas zeotrópicas ofereceu o maior potencial para a recuperação de calor residual.

Ren e outros (2018) utilizaram o ciclo combinado de turbina a gás e do Ciclo Rankine Orgânico (TG-CRO) para o aumento da eficiência energética de turbinas a gás. Foram selecionados os alcanos, siloxanos lineares e aromáticos como fluidos de trabalho para o CRO. Os resultados da simulação mostraram que o aumento de eficiência para o ciclo combinado TG-CRO pode chegar a 4,3% e que as misturas fizeram com que o ciclo combinado atingisse maior eficiência do que os fluidos puros devido à sua característica de deslize de temperatura. Para a mistura tolueno / benzeno, a potência líquida do CRO e a eficiência do ciclo combinado forem de 1.594,3 kW e 51,8%, respectivamente.

2.2 Misturas zeotrópicas operando em ciclos para recuperação de calor

Yang e outros (2013) projetaram um conjunto de sistemas CRO que visava recuperar a energia de escape para um motor a diesel. A primeira e a segunda lei da termodinâmica foram utilizadas para investigar a variação da potência líquida, eficiência térmica, eficiência exergética e vazão mássica das misturas zeotrópicas sob diversas condições de operação de um motor a diesel. Com base nos resultados experimentais e nos cálculos teóricos, os efeitos de oito tipos de misturas zeotrópicas no desempenho do sistema CRO para a recuperação de energia de exaustão foram discutidos para o motor do veículo sob várias condições operacionais e dois conceitos foram definidos e estudados: WHRE (eficiência de recuperação de calor residual) e POIR (taxa de aumento da produção de energia). Os resultados mostraram que quando a pressão de evaporação foi de 2,0 MPa, a potência líquida do sistema CRO chegava a 24,65 kW. Usando este sistema CRO, o máximo WHRE foi de 8,5% e a potência do motor pôde ser aumentada em 10,63%.

Juhasz e Simoni (2015) fizeram um estudo específico de vários fluidos de trabalho para uso em tecnologias de recuperação de calor residual (WHR) e de calor de exaustão em motores de combustão interna com o uso de Ciclos de Rankine Orgânicos (CRO). Os fluidos desenvolvidos foram os hidrofluorolefina (HFOs), dentre eles estão os DR-2 ou HFO-1336mzz (Z) e DR-12, que têm um bom potencial para estas aplicações de recuperação de calor de baixa temperatura (até 250ºC) e foram caracterizados como tendo propriedades desejaveis e com boa classificação de segurança ambiental. Pôde-se observar que estes fluidos apresentaram resultados favoráveis ao serem testados à temperatura de 250ºC, em que inicialmente houve baixo teor de flúor e cloro e que estes não tenderam a aumentar significativamente ao longo do

tempo. Também foi testada a reação do DR-2 com plástico e elastômetro e observou-se que isso não afetou quimicamente sua composição. Dessa forma, as moléculas DR-2 e DR-12, que possuiram baixo Potencial de Aquecimento Global (GWP) e nenhum Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP), mostraram estabilidade térmica extremamente boa em temperaturas de até 250ºC.

Satanphol e outros (2017) investigaram o potencial de aplicação de fluido de trabalho zeotrópico em um CRO para recuperação de baixo calor residual. Foi utilizado o software Aspen Plus para modelar e otimizar fluxogramas que atingiram a produção máxima de trabalho líquido. Os fluidos de trabalho considerados neste estudo foram os componentes encontrados nas misturas de refrigerante da série 400 da base de dados REFPROP. Entre o grupo de fluidos de trabalho puro, o CRO usando R-227ea proporcionou desempenho ótimo em termos de produção líquida de trabalho. Ao maximizar a saída da rede, o fluido zeotrópico ótimo encontrado foi uma mistura quaternária composta de R-218/227ea/C318/245fa (32.1/13.4/38.8/15.7). Ambos os desempenhos termodinâmicos e econômicos desta mistura zeotrópica ótima foram melhores que os do fluido puro da mistura (R-227ea). As principais vantagens da mistura zeotrópica ótima sobre o fluido puro foram a menor faixa de pressão operacional e menor investimento de capital.

Tian e outros (2017) propuseram misturas zeotrópicas baseadas em siloxanos usados em um sistema Ciclo Rankine Orgânico de ciclo duplo (DORC). Três tipos de misturas zeotrópicas binárias consistindo de R123 e vários siloxanos (octametilciclotetrasiloxano "D4", octametiltrisiloxano "MDM", decametiltetrasiloxano "MD2M"), representados por D4/ R123, MDM/R123 e MD2M/R123, foram selecionados como o fluido de trabalho do ciclo de alta temperatura. A partir dos resultados, observou-se que o DORC baseado em D4/R123 (0,3/0,7) apresentou desempenho termodinâmico ótimo com a maior potência líquida de 21,66 kW, maior eficiência térmica de 22,84%, a maior eficiência exergética de 48,6% e a menor destruição total exergética de 19,64 kW. Porém o DORC usando MD2M/R123 (0,35/0,65) representou o sistema mais econômico com o menor custo de produção de eletricidade de 0,603 $/kWh.

Nami e outros (2018) fizeram análises exergéticas de turbinas a gás para recuperação de calor em plataformas offshore a fim de identificar as melhores abordagens para produzir calor e energia utilizando quatro fluidos de trabalho diferentes (três siloxanos e um refrigerante). Foram apresentadas duas configurações de ciclo diferentes, com fornecimento de calor em dois níveis de temperatura e produção de energia por um Ciclo Rankine Orgânico (CRO). Em um sistema cascata, o calor de alta temperatura foi retirado do escape no CRO, enquanto o calor de

baixa temperatura foi retirado do condensador do CRO. Alternativamente, em um sistema em série, o calor de alta e baixa temperatura foi retirado do gás de exaustão no CRO e se alimenta com a energia térmica residual restante. Os resultados revelaram que o siloxano MM melhorou os resultados do sistema de recuperação do CRO em série, porém obtem-se melhores resultados para o sistema em cascata em que a potência líquida produzida foi de 643 kW e máxima eficiência exergética de 2,4%. Já o R124 foi o melhor fluido de trabalho para o sistema em série.

Zhang e outros (2018) avaliaram a sustentabilidade do ciclo de Rankine Orgânico e apresentaram a relação para calcular a transformação do calor desperdiçado. Na avaliação do CRO foram consideradas as fases de construção, de operação e de desmontagem. Foram calculados os índices EYR (Taxa de Rendimento de Energia) e o ESI (Índice de Sustentabilidade de Energia) para o CRO e outros sistemas de geração de energia. O EYR para o CRO foi de 197,52, o maior dentre os sistemas de geração de energia analisados (eólica, geotérmica, hidrelétrica, usina movida a metano, usina a óleo e usina a carvão). Quanto maior o EYR maior o retorno do investimento. O payback do CRO com trocador de calor de casco e tubo ficou entre 6,5 e 8,4 anos. O ESI para o CRO foi de 3,97 que foi menor que todos os sistemas de fontes renováveis (eólica 48,30, hidrelétrica 16,90 e geotérmica 11,05) e maior que os sistemas que consomem recursos fósseis (metano 0,56, carvão 0,53 e óleo 0,30). Os resultados mostraram que o CRO em comparação com usinas de fontes renováveis foi menos sustentável, porém, em comparação com usinas que utilizam combustíveis fósseis foi um sistema mais sustentável.

2.3 Misturas zeotrópicas operando em ciclos com fontes de calor geotérmico

Radulovic e Castaneda (2014) propuseram seis misturas zeotrópicas para a realização de otimização paramétrica do ciclo de Rankine supercrítico alimentado por uma fonte de calor geotérmica de baixa temperatura. Diferentes proporções de dois tipos de misturas zeotrópicas foram estudadas e seu desempenho avaliado na faixa de parâmetros do processo. Os resultados indicaram que a escolha da pressão e temperatura na entrada da turbina pode ser ajustada às propriedades da mistura. A eficiência térmica e a exergética das misturas R-143a/R-124 foram maiores do que as misturas R-143a/R-C318 na faixa de parâmetros de processo estudada. A mistura R-143a (0,2)/R-124 (0,8) produziu a mais alta eficiência térmica de 16% no valor de pressão do evaporador de 10 MPa e temperatura operacional máxima de 470 K. A maior eficiência exergética de 47% foi desenvolvida por R-143a (0,7)/R-124 (0,3) a 3,9 MPa e 365

K. Uma análise comparativa entre as misturas zeotrópicas e R-143a puro mostrou que a eficiência do ciclo pode ser melhorada em 15% nas mesmas condições operacionais.

Yue e outros (2015) fizeram uma análise de desempenho de correspondência térmica para um sistema de Ciclo Rankine Orgânico Geotérmico usando misturas zeotrópicas como fluidos de trabalho. A eficiência isentrópica constante foi substituída pela eficiência interna de uma turbina de fluxo axial com um determinado tamanho para cada condição. As misturas zeotrópicas de isobutano e isopentano foram usadas como fluidos de trabalho do Ciclo Rankine Orgânico, para melhorar a compatibilidade térmica no evaporador e condensador. Os resultados mostraram que o CRO geotérmico usando isobutano / isopentano como fluidos de trabalho com fração molar de isopentano/isobutano de 0,2/0,8 e diferença mínima de temperatura de transferência de calor no evaporador de 16 K mostraram o valor ótimo de eficiência da primeira e segunda lei nesta pesquisa. O uso de misturas zeotrópicas nem sempre levou a alta eficiência termodinâmica de primeira e segunda lei em comparação aos fluidos de trabalho puros em diferentes composições de fluidos de trabalho zeotrópico, e sua potência líquida total foi ainda menor que as composições de fluidos de trabalho puros em algumas determinadas composições de fluidos de trabalho.

Heberle e Brüggemann (2015) apresentaram uma avaliação termoeconômica de usinas binárias com base no Ciclo Rankine Orgânico (CRO) para geração de energia geotérmica. Foi analisada a possibilidade de um aumento de eficiência usando misturas zeotrópicas como fluido de trabalho para compensar requisitos adicionais em relação aos principais componentes da usina. Em relação a fluidos puros, um deslocamento do ponto de estrangulamento levou a um aumento significativo na eficiência para uma determinada faixa de temperatura da fonte de calor. Para temperaturas de fontes de calor entre 100 e 180 °C, misturas zeotrópicas selecionadas levaram a um aumento na eficiência da segunda lei de até 20,6% em comparação com fluidos puros. As misturas zeotrópicas permitiram um aumento de eficiência de 5,4%, em comparação com fluidos de trabalho puros. Considerando o propano / isobutano para uma temperatura geotérmica de 120 °C, o SIC (Custo de Investimento Específico) varia entre 3,076 €/kW (propano) e 4,882 €/kW (20/80). No caso de uma temperatura de fonte de calor de 160 °C, o menor SIC é obtido para o isobutano (2,322 €/kW). Para as composições de mistura, o SIC é de até 2,990 €/kW (60/40). No entanto, os resultados indicaram que os custos de investimento específicos mais altos para sistemas eficientes foram compensados devido ao aumento da produção de energia e à quantidade anual de eletricidade gerada.

Geng e outros (2016) propuseram o uso de um sistema geotérmico CRO de baixa entalpia para um sistema de dessalinização de Osmose Reversa (OR) com misturas zeotrópicas,

com base na eficiência térmica, trabalho de saída e desempenho geral de todos os sistemas em função do aumento da temperatura da água do mar com fluidos de trabalho R600/R601 e R600/R601a. Na faixa de temperatura investigada, o lucro da energia, ou seja, a energia excedente, aumentou rapidamente e depois diminuiu. Para a mistura R600/R601 na fração molar de 0,9/0,1, o valor do excedente máximo de energia foi de 29,3 kW no qual ocorreu com o aumento de temperatura de 26 K e para a mistura R600/R601a em uma fração molar de 0,9/0,1, a potência máxima se deu com o valor de energia excedente de 30,9 kW e com o aumento de temperatura de 27 K. Os resultados mostraram que é necessário considerar os efeitos do aumento da temperatura da água do mar no CRO e OR simultaneamente para projetar o sistema CRO-OR.

2.4 Estudo termodinâmico utilizando misturas zeotrópicas para obter melhor desempenho do Ciclo

Zhao e Bao (2014) propuseram um modelo termodinâmico que incluiu principalmente o número de Jacob, a razão entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação para prever a eficiência térmica, o trabalho de saída e a eficiência exergética do sistema CRO com mistura zeotrópica. Os resultados mostraram que, quando as outras condições de trabalho foram fixas, a temperatura de entrada da fonte de calor influenciou significativamente a composição ótima das misturas zeotrópicas na temperatura ótima de evaporação. Quando os parâmetros do sistema foram fixos, existiu uma temperatura ideal de evaporação correspondente a um trabalho de saída máximo. Com o aumento da temperatura de entrada da fonte de calor, houve uma temperatura em que o fluido de trabalho puro teve melhor desempenho do sistema do que a mistura zeotrópica. A extensão da melhoria do desempenho do sistema CRO teve uma correlação positiva com o deslizamento de temperatura da mistura zeotrópica.

Liu e outros (2014) apresentaram um método para determinar a pressão ótima de condensação do CRO quando se utiliza uma mistura zeotrópica. Os autores investigaram também os efeitos do deslizamento da temperatura de condensação da mistura zeotrópica no desempenho termodinâmico da CRO. Duas frações ótimas de fluido maximizaram a eficiência do ciclo, a eficiência exergética e a potência líquida. A maior potência líquida apareceu na maior fração molar do componente mais volátil para o CRO quando a diferença da temperatura de condensação da mistura do fluido de trabalho coincide com o aumento da temperatura da água de resfriamento. Os autores observaram que existiu apenas uma fração molar ótima de

fluido de trabalho que maximizou a eficiência térmica, a eficiência exergética e a potência líquida quando o aumento da temperatura da água de resfriamento foi maior que o deslizamento da temperatura de condensação.

Dong e outros (2014) investigaram o desempenho do Ciclo Rankine Orgânico de alta temperatura com misturas zeotrópicas como fluido de trabalho. Um modelo numérico, que foi validado através da comparação com os dados publicados, foi desenvolvido para prever a eficiência térmica utilizando a primeira lei da termodinâmica. Foi demonstrado que o uso de misturas zeotrópicas levou a um aumento de eficiência em comparação com fluidos puros. O desempenho detalhado das misturas zeotrópicas dos siloxanos MM/MDM (hexametildisiloxano / cctametiltrisiloxano) foi mostrado como: 0,4/0,6 MM/MDM, que mostrou a melhor correspondência com os perfis de temperatura durante as etapas de transição de fase. A mistura com concentração comparativamente menor de MDM é mais adequada para o ciclo com maior pressão de condensação. Sendo assim, os autores concluíram que as misturas zeotrópicas MM/MDM podem ampliar a gama de opções para fluidos de trabalho usados em CRO de alta temperatura.

Para avaliar o desempenho do CRO com misturas zeotrópicas, Li e Dai (2015) empregaram a simulação de seis indicadores: potência líquida, eficiência térmica, eficiência exergética, custo por potência líquida, área dos trocadores de calor por potência líquida e desempenho da economia de energia e redução de emissores. O Ciclo Rankine Orgânico foi examinado como um meio eficaz para recuperar calor residual da fabricação industrial. Os efeitos do trocador de calor interno (IHE) e do grau de superaquecimento no desempenho termoeconômico da CRO também foram estudados. Os resultados indicaram que o componente puro mais volátil teve maior taxa de aumento da potência líquida quando o IHE teve maior área. O IHE teve maior impacto na eficiência térmica e exergética do CRO com misturas zeotrópicas do que o CRO com fluido puro. O grau de superaquecimento teve efeito negativo sobre a potência líquida de CRO e o CRO saturado com 40% de isobutano e 60% de R123 teve a potência líquida máxima de 227,62 e 235,26 kW em suas respectivas misturas.

Wu e outros (2016) apresentaram o desempenho do CRO utilizando ar quente como fonte de calor. Os fluidos da mistura zeotrópica estudados foram R227ea/R245fa (0,1/0,9 para maior eficiência da primeira lei e 0,8/0,2 para maior potência líquida), Butano/R245fa (0,1/0,9 para maiores eficiências e maior potência líquida) e RC318/R245fa (0,3/0,7 para maiores eficiências e maior potência líquida). A eficiência da primeira lei, a eficiência da segunda lei, as distribuições de perda de exergia e a produção líquida de energia dos fluidos da mistura zeotrópica foram calculadas e comparadas com fluidos puros correspondentes. O resultado

indicou que um desempenho térmico ótimo pode ser alcançado quando a diferença de temperatura da água de resfriamento está próxima do deslizamento de temperatura da mistura zeotrópica no condensador; houve aumento da eficiência do ciclo, da eficiência exergética e da potência líquida em comparação com os ciclos de fluido puros, mas a potência líquida por unidade de indicador econômico diminuiu; em outras palavras, o desempenho econômico desse sistema piorou em algum grau.

Luo e outros (2017) propuseram um CRO que usa fluidos zeotrópicos que sofreram uma separação líquido-vapor durante a condensação. Uma análise termoeconômica foi desenvolvida com base em um novo modelo de otimização para o CRO proposto. Os resultados da análise termodinâmica mostraram que a área do condensador do CRO proposta é 17,6% menor do que a da CRO convencional nas mesmas condições de trabalho. Os resultados da otimização termoeconômica mostraram que o custo de investimento específico do CRO proposto foi 13,3-18,4% menor do que o CRO básico. Além disso, a eficiência da segunda lei da termodinâmica do CRO proposto foi 4,2% maior que a do CRO convencional. Os resultados da otimização mostraram que economias consideráveis de custo econômico e uma segunda melhoria de eficiência poderiam ser alcançadas usando a metodologia de otimização desenvolvida.

Abadi e Kim (2017) investigaram experimentalmente a degradação do coeficiente de transferência de calor de misturas zeotrópicas durante a mudança de fase em um trocador de calor de placas com canais preenchidos com espuma de metal. Espumas de metal de células abertas altamente porosas foram consideradas pelos autores para melhorar o desempenho, em que mantiveram o tamanho dos trocadores de calor pequeno. Os fluidos de trabalho utilizados foram R245fa puro e uma mistura zeotrópica de R245fa / R134a, comparado a um evaporador convencional, aquele com espuma 20-PPI apresentou um aumento de até 2,3 vezes no coeficiente de transferência de calor, enquanto os aumentos foram de até 2 e 1,3 vezes para as espumas de 30 e 60-PPI, respectivamente. Os resultados mostraram que as espumas metálicas aumentaram significativamente o calor recuperado, o coeficiente global de transferência de calor e a eficácia do trocador de calor para o fluxo de massa variando de 90 a 290 kg/m², mas para isso tiveram que aumentar a queda de pressão.

Uusitalo e outros (2018) estudaram diferentes tipos de fluidos de trabalho em ciclos de Rankine Orgânicos subcríticos investigados por meio de análise termodinâmica. Os grupos de fluidos estudados foram os hidrocarbonetos, fluorocarbonetos e siloxanos. Os impactos das características específicas relacionadas a esses grupos de fluidos, bem como da relação entre a temperatura crítica e a massa molar do fluido no projeto do ciclo e parâmetros operacionais foram investigados. Os resultados mostraram que quanto maior a temperatura crítica do fluido,

maior a eficiência do ciclo, na faixa de cerca de 20% a 26%. Com base nos resultados, os fluorocarbonetos e os hidrocarbonetos de baixa temperatura crítica foram avaliados como os fluidos mais adequados para aplicações de sistemas com baixa temperatura. Enquanto siloxanos e hidrocarbonetos com alta temperatura crítica foram avaliados como os candidatos mais promissores para aplicações de CROs com alta temperatura.

2.5 Seleção de Fluidos de Trabalho

Chys e outros (2012) examinaram um modelo de simulação do Ciclo Rankine Orgânico que incluiu todos os elementos de uma instalação real. Foram considerados vários dos fluidos de CRO puros comumente usados como componentes potenciais e foram sugeridas concentrações ótimas. Um aumento na eficiência do ciclo para misturas binárias de 15,7% e um aumento na eletricidade gerada de 12,3% foram encontradas para parâmetros de fonte de calor e para uma fonte de temperatura mais baixa (150 ºC). O potencial de aumento de eficiência e produção de eletricidade foi menos pronunciado (6,0% e 5,5%, respectivamente) para um tipo de fonte de calor a uma temperatura mais alta (250 °C). Quando o CRO foi otimizado para operação com uma fonte de calor de baixa temperatura, o aumento na produção de eletricidade (aproximadamente 20%) pelo uso de misturas foi particularmente notável.

Papadopoulos e outros (2013) apresentaram um método de CAMD (Projeto Molecular Assistido por Computador) para a síntese e seleção de misturas binárias de fluidos de trabalho usadas em Ciclos Rankine Orgânicos. O método consistiu em dois estágios, buscando inicialmente metas ótimas de desempenho de mistura projetando moléculas que atuavam como o primeiro componente dos binários. Um método de análise de sensibilidade não linear foi empregado para tratar das incertezas relacionadas ao modelo no procedimento de seleção da mistura. As misturas foram avaliadas simultaneamente com base em importantes índices de desempenho molecular e de processo, enquanto a quantificação de sua sensibilidade na direção da variabilidade máxima forneceu uma ferramenta útil de tomada de decisão. Misturas de alto desempenho foram identificadas simultaneamente com suas características de sensibilidade, independentemente do método de previsão de propriedade empregado.

Lecompte e outros (2014) calcularam as distribuições de irreversibilidades em diferentes composições de misturas zeotrópicas para avaliar o potencial de desempenho delas como fluidos de trabalho. As misturas zeotrópicas em estudo foram: R245fa-pentano, R245fa-R365mfc, isopentano-iso-hexano, isopentano-ciclo-hexano, isopentano-iso-hexano, isobutano-isopentano e pentano-hexano. Os resultados mostraram que o evaporador foi responsável pela

maior perda de exergia. Ainda assim, o desempenho ótimo foi alcançado quando os perfis de calor do condensador foram combinados. Um aumento na eficiência da segunda lei na faixa de 7,1% e 14,2% foi obtido em comparação com fluidos de trabalho puros. Além disso, entre CROs otimizados com misturas zeotrópicas como fluido de trabalho, a diferença na eficiência variou menos de 3%.

Molina-Thierry e outros (2015) determinaram o tipo certo de componentes orgânicos e a composição da mistura para propor a substituição da água por uma combinação ótima. Além disso, como existem fortes interações entre a seleção do tipo e composição dos componentes orgânicos e as condições de operação do ciclo Rankine para uma dada configuração de folha de fluxo de processos fixos, foi abordada uma solução simultânea. Assim, ao abordar o problema de projeto de uma maneira simultânea e não sequencial, foram obtidas soluções ótimas aprimoradas. O problema de projeto sequencial foi colocado como um problema de otimização não linear. Pela seleção adequada da composição ótima de determinados fluidos orgânicos e levando em consideração o desempenho de um típico ciclo de Rankine, a recuperação de calor de fontes de baixa temperatura pôde ser melhorada levando a um uso racional e eficiente de fontes alternativas de energia.

Wang e outros (2016) realizaram um estudo experimental sobre o desempenho prático do sistema de Ciclo Rankine Orgânico usando a mistura zeotrópica em uma configuração experimental de geração de energia de pequena escala. O fluido de trabalho R601a/R600a foi selecionado e os efeitos da composição da mistura, temperatura da fonte de calor e taxa de fluxo do fluido de trabalho no desempenho do sistema de CRO foram investigados. Os resultados experimentais indicaram que a saída de potência líquida primeiro aumenta e depois diminui à medida que a concentração de R600a aumenta. A composição ideal da mistura com a potência líquida máxima foi de 0,6/0,4 (fração de massa) na temperatura da fonte de calor de 115 °C. A potência líquida de saída de R601a/R600a (0,6/0,4) foi maior que a de R601a em 25%, indicando que o desempenho do sistema CRO pode ser claramente melhorado usando a mistura zeotrópica.

Abadi e Kim (2017) estudaram misturas refrigerantes zeotrópicas feitas de dois ou três refrigerantes em vez de um único fluido de trabalho em usinas de geração de energia de CRO. Foi demonstrado que as misturas aumentaram a eficiência da primeira lei e especialmente a eficiência da segunda lei, uma vez que o perfil de temperatura do fluido de trabalho durante o processo de mudança de fase no evaporador e no condensador pode ser combinado com o perfil de temperatura da fonte de calor. As principais vantagens deste sistema de acordo com os autores foram o aumento da eficiência exergética e a diminuição da irreversibilidade no

evaporador e no condensador, em que a mudança de fase isotérmica do refrigerante puro não corresponderia ao perfil de temperatura da fonte de calor e do dissipador de calor.

2.6 Estado da arte

Com base na revisão bibliografia analisada, a Tabela 1 apresenta o resumo do estado da arte da utilização de misturas zeotrópicas em sistemas termodinâmicos.

Tabela 1 – Estado da arte

Tema	Principais Considerações	Referências
Estudos comparativos de Ciclos Termodinâmicos	Comparação do Ciclo Flash Orgânico com o CRO otimizado e outros ciclos de vapor avançados para fontes térmicas finitas de temperaturas alta e intermediária.	Ho e outros (2012)
	Apresentação de uma nova arquitetura do Ciclo Rankine Orgânico (CRO): o ciclo Rankine de evaporação parcial orgânica (PEORC) com a mistura zeotrópica R245fa/R227ea como fluido de trabalho.	Zhou e Zhang (2016)
	Investigação o desempenho do CRO alimentado por água geotérmica, em três configurações diferentes, incluindo o CRO simples, PTORC (CRO de dois estágios paralelos) e STORC (CRO em série de dois estágios), usando fluido de trabalho zeotrópico a partir dos pontos de vista da energia e exergia.	Sadeghi e outros (2016)
	Apresentação da ideia de usar substâncias orgânicas como fluidos de trabalho em usinas de vapor, a fim de converter as fontes de energia térmica de baixa e média temperatura em energia elétrica.	Borsukiewicz (2017)
	Investigação em detalhes de novas misturas zeotrópicas como fluido de trabalho para o KC (Ciclo Kalina) e comparação com o CRO supercrítico com base na eficiência da segunda lei.	Eller e outros (2017)
	Utilização do ciclo combinado de turbina a gás e do Ciclo Rankine Orgânico (TG-CRO) para melhoraria da eficiência energética de turbinas a gás, selecionando os alcanos, siloxanos lineares e aromáticos como fluidos de trabalho para o CRO.	Ren e outros (2018)
Recuperação de Calor	Projeto de um conjunto de sistemas CRO que visava recuperar a energia de escape para um motor a diesel.	Yang e outros (2013)
	Estudo específico de vários fluidos de trabalho para uso em tecnologias de recuperação de calor residual (WHR), de calor de exaustão, incluindo motores de combustão interna e no uso de Ciclos de Rankine Orgânicos (CRO).	Juhasz e Simoni (2015)
	Investigação do potencial de aplicação de fluido de trabalho zeotrópico em um CRO para recuperação de baixo calor residual.	Satanphol e outros (2017)
	Estudo de misturas zeotrópicas baseadas em siloxanos usados em um sistema Ciclo Rankine Orgânico de ciclo duplo (DORC).	Tian e outros (2017)

	Análise exergética de turbinas a gás para recuperação de calor em plataformas offshore é realizada para identificar as melhores abordagens para produzir calor e energia utilizando quatro fluidos de trabalho diferentes (três siloxanos e um refrigerante).	Nami e outros (2018)
	Avaliação da sustentabilidade do ciclo de Rankine Orgânico e apresentação da relação para calcular a transformação do calor desperdiçado.	Zhang e outros (2018)
Fontes de Calor Geotérmico	Proposta de seis misturas zeotrópicas para a realização de uma otimização paramétrica do Ciclo de Rankine supercrítico alimentado por uma fonte de calor geotérmico de baixa temperatura.	Radulovic e Castaneda (2014)
	Análise de desempenho de correspondência térmica para um sistema de Ciclo Rankine Orgânico Geotérmico usando misturas zeotrópicas com fluidos de trabalho.	Yue e outros (2015)
	Avaliação termoeconômica de usinas binárias com base no Ciclo Rankine Orgânico para geração de energia geotérmica.	Heberle e Brüggemann (2015)
	Uso de um sistema geotérmico CRO de baixa entalpia para um sistema de dessalinização de Osmose Reversa (OR) com misturas zeotrópicas, com base na eficiência térmica, trabalho de saída e desempenho geral de todos os sistemas em função do aumento da temperatura da água do mar.	Geng e outros (2016)
Estudo termodinâmico para melhor desempenho do Ciclo	Modelo termodinâmico que inclui principalmente o número de Jacob e a razão entre a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação para prever a eficiência térmica, o trabalho de saída e a eficiência exergética do sistema CRO com mistura zeotrópica.	Zhao e Bao (2014)
	Método para determinar a pressão ótima de condensação da CRO quando se utiliza uma mistura zeotrópica.	Liu e outros (2014)
	Investigação do desempenho do Ciclo Rankine Orgânico de alta temperatura (CRO) com misturas zeotrópicas como fluido de trabalho.	Dong e outros (2014)
	Simulação para avaliar o desempenho do sistema CRO com misturas zeotrópicas.	Li e Dai (2015)
	Apresentação o desempenho do CRO utilizando ar quente como fonte de calor.	Wu e outros (2016)
	Proposta de uma CRO que usa fluidos zeotrópicos e sofre uma separação líquido-vapor durante a condensação.	Luo e outros (2017)
	Investigação experimental da degradação do coeficiente de transferência de calor de misturas zeotrópicas durante a mudança de fase em um trocador de calor de placas com canais preenchidos com espuma de metal.	Abadi e Kim (2017)

	Uso de diferentes tipos de fluidos de trabalho em ciclos de Rankine Orgânicos subcríticos investigados por meio de análise termodinâmica.	Uusitalo e outros (2018)
Seleção de Fluidos de Trabalho	Modelo de simulação do Ciclo Rankine Orgânico (CRO) que inclui todos os elementos de uma instalação real. Foram considerados vários dos fluidos de CRO puros comumente usados como componentes potenciais.	Chys e outros (2012)
	Método de CAMD (Projeto Molecular Assistido por Computador) para a síntese e seleção de misturas binárias de fluidos de trabalho usadas em Ciclos Rankine Orgânicos.	Papadopoulos e outros (2013)
	Cálculos das distribuições de irreversibilidades em diferentes composições de misturas zeotrópicas para avaliar o potencial de desempenho delas como fluidos de trabalho.	Lecompte e outros (2014)
	Determinação do tipo certo de componentes orgânicos e a composição da mistura para propor a substituição da água por uma combinação ótima.	Molina-Thierry e outros (2015)
	Estudo experimental sobre o desempenho prático do sistema de Ciclo Rankine Orgânico (CRO) usando a mistura zeotrópica em uma configuração experimental de geração de energia de pequena escala.	Wang e outros (2016)
	Estudo de misturas zeotrópicas feitas de dois ou três refrigerantes em vez de um único fluido de trabalho em usinas de geração de energia de CRO.	Abadi e Kim (2017)

Fonte: Elaborado pelo autor.

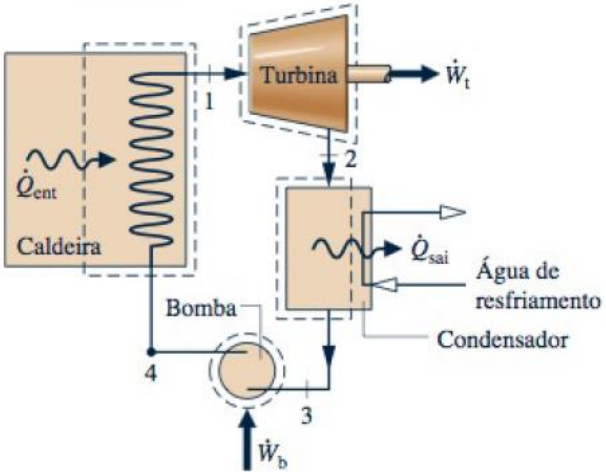
3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Os assuntos abordados nesse capítulo servem de referência teórica para o entendimento do trabalho. Os fundamentos foram divididos em tópicos que se iniciam com a explicação do CRO para, na sequência, se referir às características das misturas zeotrópicas como fluido de trabalho em um CRO simples e à definição de misturas para cálculos termodinâmicos.

3.1 Ciclo Rankine Orgânico Simples

O estudo do modelo do Ciclo Rankine Orgânico é importante para deduzir conclusões e informações qualitativas sobre seu desempenho (MORAN, 2011). O modelamento do ciclo Rankine (Figura 2) inclui seus quatro principais componentes: turbina, condensador, bomba e caldeira. O funcionamento do CRO se dá quando o fluido de trabalho se expande ao passar pela turbina para gerar trabalho, visto que sua temperatura e pressão já estão elevadas (Processo 1-2). Ao passar pelo condensador, há uma transferência de calor do fluido para a água de resfriamento, condensando o fluido de trabalho (Processo 2-3). Após sair do condensador, o líquido é bombeado para a caldeira de modo a alimentar a mesma, a uma pressão mais alta (Processo 3-4). Esse fluido passa a se chamar fluido de alimentação da caldeira e será evaporado da caldeira após atingir saturação por aquecimento (Processo 4-1). O modelamento das componentes do CRO inclui as equações dos balanços de massa, energia, entropia e exergia, as quais permitem realizar os balanços dessas propriedades nos componentes conforme explicado a seguir.

Figura 2 - Ciclo Rankine Orgânico Simples



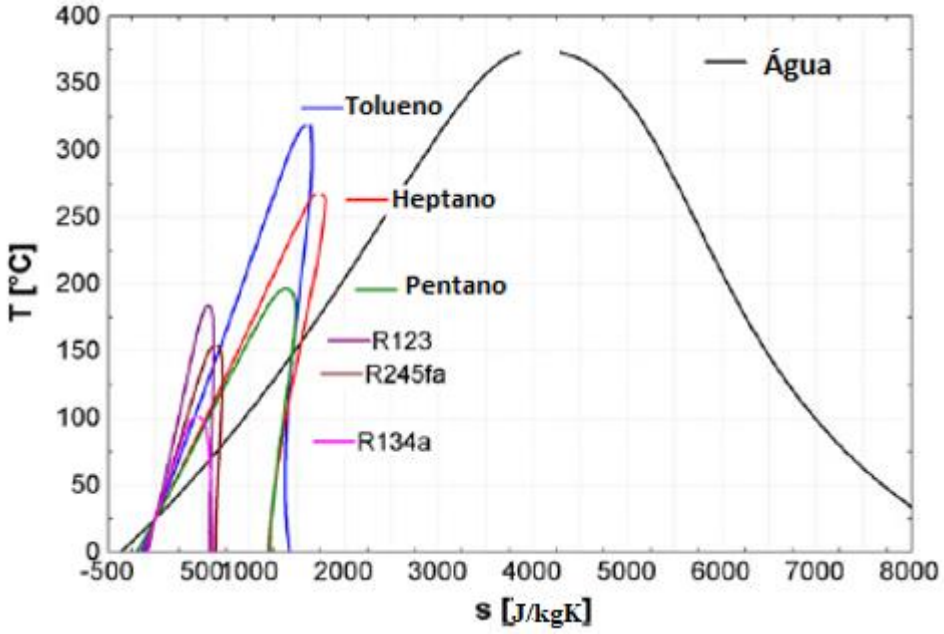
Fonte: Moran (2011).

Serão apresentados os conceitos das misturas zeotrópicas como fluido de trabalho e posteriormente os princípios para análises energéticas e exergéticas para CRO simples.

3.2 Conceituação das misturas como fluido de trabalho

Conforme evidenciado na revisão bibliográfica analisada, o CRO revela-se como a tecnologia de cogeração de energia mais apropriada para produção de potência. Este fato é explicado pelos valores de calor latente de vaporização dos fluidos orgânicos serem inferiores ao da água, fluido de trabalho de um Ciclo Rankine a vapor. O que faz com que estes fluidos exijam menor aporte de calor para evaporação. Esta característica está ilustrada na Figura 3 que confronta o comportamento das curvas de saturação de alguns fluidos de trabalho orgânicos puros com o da água no digrama T-s.

Figura 3 - Diagrama T-s de saturação da água e de alguns fluidos orgânicos para o CRO



Fonte: Quoilin, 2013

Duas principais diferenças podem ser reveladas a partir da análise da Figura 3 (QUOILIN, 2013):

- A inclinação da curva de vapor saturado é negativa para a água a partir de aproximadamente 4000 J/kgK, enquanto a curva é muito mais próxima da vertical para fluidos orgânicos. Como consequência, a limitação da qualidade do

vapor no final do processo de expansão desaparece em um CRO, e não há necessidade de superaquecer o vapor antes da entrada da turbina.

- A diferença de entropia entre líquido saturado e vapor saturado é muito menor para fluidos orgânicos. Portanto, para alcançar o mesmo poder térmico no evaporador, a vazão mássica do fluido de trabalho orgânico deve ser muito maior do que a da água, levando a um maior consumo da bomba.

Em vista das diferenças apresentada, os fluidos orgânicos se tornam mais apropriados para aplicação em CRO. Este trabalho é continuação do estudo feito por Moreira e Arrieta (2019), portanto o foco é aumentar a eficiência do CRO Regenerativo proposta por eles, misturando os fluidos de trabalho orgânico, respeitando todas as normas ambientais. A mistura dos fluidos de trabalho apresentadas neste estudo são as misturas zeotrópicas.

Justifica-se o uso de misturas zeotrópicas quando se necessita suprimir ou melhorar as propriedades de um fluído orgânico puro. Para isso, é realizada a mistura de dois ou mais fluidos de trabalho. Em consequência disso, os valores de entalpia, densidade e volume específico dessas misturas não estão prontamente tabelados e precisam ser definidos.

As misturas zeotrópicas são feitas misturando fluidos orgânicos com grande diferença de ponto de ebulição e que tenham propriedades químicas similares. São identificadas pelos seus respectivos números, que designa quais componentes estão na mistura. Para diferenciar misturas zeotrópicas que tenham os mesmos componentes com quantidades diferentes de massa, uma letra maiúscula é introduzida como sufixo (THE AMERICAN SOCIETY OF HEATING, 2016). A definição da composição da mistura é um fator importante visto que caracterizará a mistura como zeotrópica, assim como possibilita o aumento da eficiência do sistema.

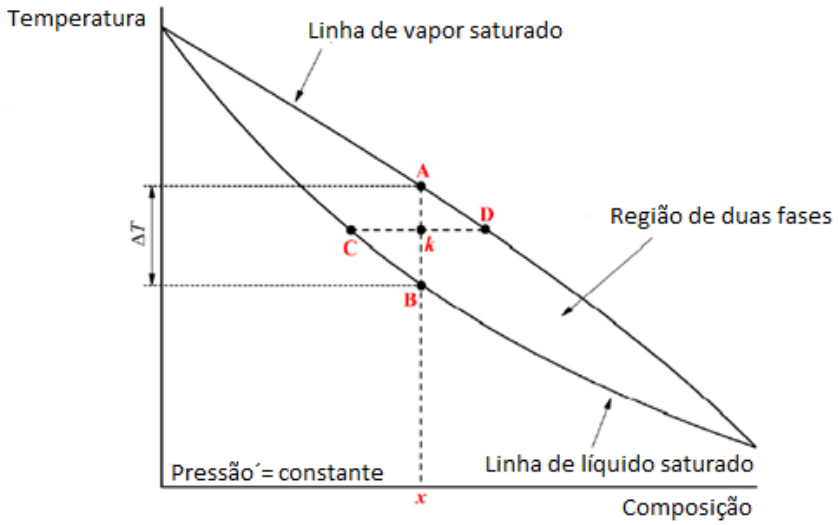
Junjiang Bao e outros (2018) apontam que a determinação da composição ideal da mistura é uma das dificuldades na aplicação de misturas zeotrópicas para sistemas de geração de energia. Os métodos tradicionais são trabalhosos, pois inicialmente alguns fluidos são predefinidos e posteriormente, de acordo com o número de componentes, os fluidos são escolhidos e combinados um por um. As combinações possíveis para misturas zeotrópicas podem ser infindáveis, já que podem ser feitas misturas binárias, ternárias, quaternárias. Os autores propuseram uma alternativa de misturas utilizando o software Matlab combinado com o software AspenHysys. O método utilizou como informações de entrada os parâmetros do processo, os tipos de fluidos de trabalho, coeficiente seletivo, composição de cada fluido e a composição da mistura zeotrópica. O processamento dos dados resultou em uma composição

otimizada com foco no aumento de eficiência, porém, não levou em consideração o fator econômico e ambiental.

Conforme citado por Wang e outros (2018), as misturas zeotrópicas podem efetivamente reduzir a irreversibilidade da transferência de calor entre fluidos de trabalho e fontes de calor ou dissipadores de calor para sistemas termodinâmicos. Isto se deve à característica da mistura zeotrópica possuir variação de temperaturas durante a ebulição e a condensação. Uma mistura é chamada zeotrópica quando a composição do vapor e do líquido não são constantes durante a mudança de fase para uma determinada pressão, conforme Figura 4, em que os limites A, B, C e D definem a linha de vapor saturado e o ponto K define a região de duas fases da mistura zeotrópica. Com isso, uma diferença entre as temperaturas de saturação do líquido e do vapor ocorre no processo, essa diferença de temperatura é conhecida como deslizamento de temperatura (*temperature glide*). Por isso, quando o fluido de trabalho utilizado for uma mistura zeotrópica, espera-se que aumente o desempenho do sistema de geração de energia, uma vez que, quanto maior for a diferença de temperatura entre a fonte de calor e o dissipador, maior a eficiência térmica do ciclo de acordo com as leis da termodinâmica.

Zhai e outros (2018) complementam afirmando que as misturas zeotrópicas aumentam o desempenho do Ciclo Rankine Orgânico não apenas porque as misturas diminuem a perda de exergia no evaporador e condensador do sistema, mas também porque aumentam a taxa de utilização de calor da fonte.

Figura 4 - Diagrama esquemático de temperatura e composição para uma mistura zeotrópica binária a uma pressão constante.



Fonte: Modi, 2017

Wu e outros (2016) estudaram três misturas zeotrópicas diferentes (R227ea / R245fa, Butano / R245fa e RC318 / R245fa) para um CRO mantendo os parâmetros do processo, eles concluíram que o desempenho térmico ótimo é alcançado quando a queda de temperatura da água de resfriamento é semelhante ao deslizamento de temperatura da mistura no condensador.

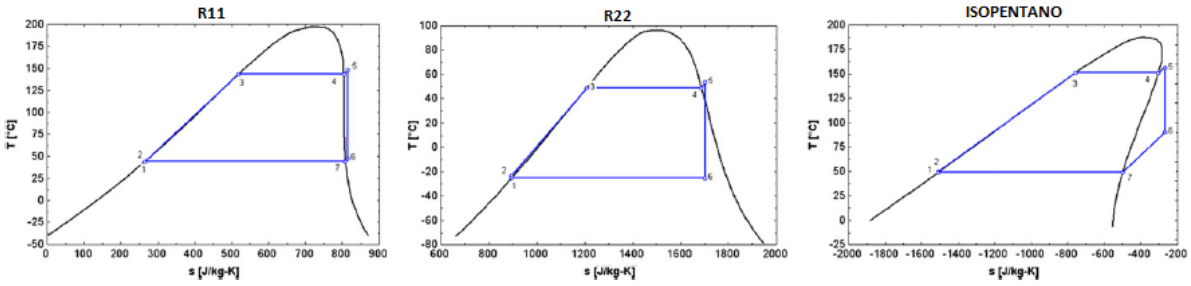
Abadi e outros (2017) destacam que durante o processo pode ocorrer a mudança da composição da mistura zeotrópica. Se a composição da mistura se modifica enquanto o fluido de trabalho circula no sistema, consequentemente, a eficiência do Ciclo Rankine Orgânico é prejudicada. Apesar disso, a maioria dos estudos implica que as misturas zeotrópicas aumentam o desempenho do CRO. Dessa forma, torna-se necessário fazer a seleção dos fluidos de trabalho orgânicos puros que serão utilizados na mistura para obter o melhor desempenho do CRO abordado.

A seleção de fluidos de trabalho desta pesquisa foi baseada nas publicações científicas alocadas na revisão bibliográfica. Na maioria dos casos, esses estudos apresentam uma comparação entre um conjunto de fluidos de trabalho candidatos em termos de desempenho termodinâmico e baseado em um modelo termodinâmico do ciclo.

De acordo com Quoilin (2013), ao selecionar o fluido de trabalho mais adequado, as seguintes diretrizes e indicadores devem ser levados em consideração:

1. Desempenho termodinâmico: Este desempenho depende de um número de propriedades termodinâmicas interdependentes do fluido de trabalho: ponto crítico, fator acêntrico, calor específico, densidade, etc.
2. Curva de vapor de saturação positiva ou isentrópica (negativa): uma curva de vapor de saturação negativa (fluido "úmido") leva a gotículas nos últimos estágios da expansão. O vapor deve, portanto, ser superaquecido na entrada da turbina para evitar danos à turbina. No caso de uma curva de vapor de saturação positiva (fluido "seco"), um recuperador pode ser usado para aumentar a eficiência do ciclo. Isto é ilustrado na Figura 5 para o isopentano, R11 e R22.
3. Alta densidade de vapor: este parâmetro é de importância fundamental, especialmente para fluidos que mostram uma pressão de condensação muito baixa. Uma baixa densidade leva a um fluxo de volume mais alto: os tamanhos dos trocadores de calor devem ser aumentados para limitar as quedas de pressão. Isso tem um impacto não desprezível no custo do sistema.

Figura 5 - Fluidos de trabalho isentrópico, molhado e seco



Fonte: Quoilin, 2013

4. Baixa viscosidade: baixa viscosidade nas fases líquida e de vapor resulta em altos coeficientes de transferência de calor e baixas perdas por fricção nos trocadores de calor.
5. Alta condutividade térmica: está relacionada a um alto coeficiente de transferência de calor nos trocadores de calor.
6. Pressão de evaporação aceitável: como discutido para o caso de água como fluido de trabalho, pressões mais altas geralmente levam a maiores custos de investimento e maior complexidade.
7. Pressão manométrica de condensação positiva: a pressão baixa deve ser superior à pressão atmosférica para evitar a infiltração de ar no ciclo.
8. Estabilidade a altas temperaturas: ao contrário da água, os fluidos orgânicos geralmente sofrem deterioração química e decomposição em altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor é, portanto, limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho.
9. Ponto de fusão: deve ser menor do que a temperatura ambiente mais baixa durante o ano para evitar o congelamento do fluido de trabalho.
10. Alto nível de segurança: a segurança envolve dois parâmetros principais, a toxicidade e inflamabilidade. O Padrão ASHRAE 34 (2009) classifica refrigerantes em grupos de segurança e pode ser usado para a avaliação de um determinado fluido de trabalho. Já os aspectos tecnológicos, conforme explicado por ASHRAE (2009), envolvem segurança de operação do ciclo e são categorizados com base na norma ANSI/ASHRAE-34/2007 como:
    - Toxicidade:
        1. Classe A - Não identificada toxicidade;
        2. Classe B - Identificada existência de toxicidade.
    - Inflamabilidade:

1. Classe 1 - Sem propagação de chamas no ar a 21ºC e 101 kPa;
2. Classe 2 - Baixa inflamabilidade no ar a 21ºC e 101 kPa;
3. Classe 3 - Alta inflamabilidade no ar a 21ºC e 101 kPa.

11. Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP): o potencial de destruição da camada de ozônio é 11, expresso em termos do ODP do R11, definido como unidade de referência. O ODP dos refrigerantes atuais é nulo ou muito próximo de zero, uma vez que os fluidos ODP não nulos estão sendo gradativamente eliminados pelo Protocolo de Montreal.
12. Potencial de aquecimento global (GWP): O GWP é medido com relação ao GWP de CO_2, escolhido como unidade de referência. Embora alguns refrigerantes possam atingir um valor de GWP tão alto quanto 1000, atualmente não há legislação direta que restrinja o uso de fluidos com alto GWP.
13. Boa disponibilidade e baixo custo: fluidos já utilizados na refrigeração ou na indústria química são mais fáceis de obter e menos caros.

3.2.1 Acordos internacionais para limitar danos ambientais

Iniciado em 1985, durante a Convenção de Viena, o Protocolo de Montreal determina a diminuição de sustâncias que destroem a camada de ozônio. Porém a criação deste tratado internacional foi feita somente no final de 1987, em Montreal, e só entrou em vigor a partir de 01/01/1989. Atualmente este Protocolo é adotado por 191 países. Desde então, vários países vêm trabalhando para substituir essas substâncias e, futuramente, influenciar na recuperação da camada de ozônio (MMA, 2004).

No Brasil, tanto o Protocolo quanto a Convenção foram retificados somente em 1990 pelo Decreto 9.280 (MMA, 2004), mas desde 1988, com a proibição do uso de CFCs (Clorofluorcarbonos) em aerossóis, pela publicação da Portaria Normativa 1 do Ministério da Saúde, o Brasil vem agindo de forma a proteger a camada de ozônio e cumpriu o compromisso de elimina-los do país completamente até 2010.

A formação dos CFCs se dá por cloro, flúor e carbono. Os CFCs são aplicados em indústrias, comércios e até residências, utilizados em produtos refrigerantes. Porém esses produtos, ao serem liberados na atmosfera, causam a degradação da camada de ozônio e a exposição excessiva à radiação ultravioleta pode causar diversos problemas como queimaduras, câncer de pele, redução das colheitas, fragilização do sistema imunológico e degradação da vida nos oceanos (MMA, 2004). Foi necessário então substituir essas substâncias pelos HCFCs

(hidroclorofluorcarbonos), que tem um potencial de destruição ao meio ambiente 90% menor que os CFCs.

Os HCFCs têm características físicas e químicas com alta eficiência volumétrica, porém ao longo do tempo, foi descoberto que eles têm um potencial de aquecimento global muito alto, agravando assim o efeito estufa. Através do Programa Brasileiro de Eliminação de HCFCs (PBH) foram desenvolvidas ações para eliminar o consumo total de HCFCs até 2040 (MMA, 2011). Para atingir a tal meta e conseguir acabar com a produção e o consumo dos HCFCs, foi feita uma diretriz da Decisão XIX/6, acordada na XIX Reunião das Partes do Protocolo de Montreal, em que haveria o congelamento da média do consumo das substâncias com base no ano de 2009 e 2010, a qual reduziria de forma escalonada o consumo dos HCFCs até a eliminação total em 2040. A relação entre as reduções pode ser observada na Figura 6 a seguir, em que o consumo dessas substâncias a serem controladas é definido pelo somatório da produção e a importação, menos a quantidade exportada e a quantidade destruída.

Figura 6- Cronograma das reduções dos consumos dos HCFCs

Linha de Base = Média do consumo nos anos 2009 e 2010
2013 → congelamento no valor da Linha de Base
2015 → redução de 10% em relação à Linha de Base
2020 → redução de 35% em relação à Linha de Base
2025 → redução de 67,5% em relação à Linha de Base
2030* → redução de 97,5% em relação à Linha de Base
2040 → redução de 100% em relação à Linha de Base

* o consumo residual (2,5%) poderá ser usado apenas para o setor de serviço

Fonte: MMA, 2011

Outro instrumento que foi criado para atingir a meta de redução de HCFCs foi a Instrução Normativa N° 207, criada no final de 2008 pelo IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis). Esta norma prediz o limite máximo de importação de HCFCs por empresa, entre os anos de 2009 a 2012 (MMA, 2011).

Mais tarde, em 1997, o Protocolo de Quioto propôs reduzir as emissões de gases com potencial de aquecimento global (GWP), chamados gases de efeito estufa. Posteriormente, na 21ª sessão da Conferência das Partes - 2015, o Acordo de Paris foi firmado com o objetivo de reduzir ainda mais as emissões de gases de efeito estufa para limitar o aumento da temperatura média global no século atual bem abaixo de 2 °C e, idealmente, abaixo de 1,5 °C (ROCHA, 2020). As descobertas acerca dos prejuízos causados ao meio ambiente pelos refrigerantes

nocivos despertam a utilização dos fluidos naturais como alternativa para substituição destes na comunidade científica. Dessa forma observa-se que o uso e a produção dos CFC, HCFC e HFC, foram e serão inviabilizados em um médio prazo. Assim, as indústrias têm procurado alternativas para a substituição dessas classes juntamente com o desenvolvimento de equipamentos e componentes mais eficientes (BRAGA, 2019).

Todos os HCFCs que estão sob controle das importações, ou Substâncias Controladas (SDO), misturas contendo HCFCs e todas as substâncias contidas no Apêndice A da Decisão XIX/6 do Protocolo de Montreal não serão analisadas neste trabalho assim como os refrigerantes eliminados pelo Protocolo de Quioto e pelo Acordo de Paris, visto que o objetivo é utilizar uma mistura zeotrópica 100% viável ao meio ambiente e eficiente ao sistema empregado.

Alguns outros fluidos foram investigados a fim de aumentar a gama de misturas a serem estudadas no presente trabalho. Os siloxanos e as hidrofluorolefinas são os grupos desses fluidos. Diversos estudos recentes, como mostrado no capítulo 2.1, escolheram esses fluidos de trabalho como formas alternativas para utilização em sistemas de recuperação de calor.

Os siloxanos são uma classe de fluidos compostos de moléculas contendo átomos alternados de silício e oxigênio em um arranjo linear ou cíclico, geralmente com dois ou três grupos orgânicos ligados ao átomo de silício e têm excelente estabilidade térmica com ODP igual a zero e baixo potencial de aquecimento global (TIAN, 2017).

Devido aos longos nomes científicos dos siloxanos, no campo acadêmico, eles possuem uma representação simplificada. A unidade repetitiva bifuncional (CH3) 2SiO é denominada unidade D e o grupo terminal monofuncional (CH3) 3SiO1 / 2 é denominado unidade M. Portanto, moléculas cíclicas são escritas como Dx, e moléculas lineares são escritas como MDx-2M,

De acordo com Ren e outros (2018) os siloxanos lineares simples, MM e MDM, promovem altas eficiências e garantem a estabilidade térmica do fluido de trabalho em ciclos saturados e regenerativos. Os autores também concluíram que siloxanos mais complexos como D5, D6 e MD2M. São caracterizados por baixa pressão de condensação e baixa temperatura de condensação e podem ser adequados em ciclos com altas temperaturas de condensação.

Atualmente, os siloxanos são geralmente usados no ciclo Rankine orgânico de alta temperatura para a recuperação de calor residual do motor, mas sua inflamabilidade limita a aplicação prática (TIAN, 2017). Porém, o uso de uma combinação de siloxanos e refrigerantes não inflamáveis pode ser visto como retardante a suprimir a inflamabilidade dos siloxanos (TIAN, 2017).

Os outros fluidos à base de hidrofluorolefina (HFO) também estão sendo desenvolvidos para tratar das preocupações ambientais por ter algumas características favoráveis, como não ser inflamável e ter baixos potenciais de toxicidade (JUHASZ, 2015). Apesar de ainda não serem homologados para uso comercial, são uma ótima opção para substituir os CFCs e HCFCs.

Os HFOs possuem ótimo potencial para aplicações de recuperação de calor de baixa temperatura (até 250 ºC) e foram caracterizados como tendo propriedades desejaveis e com boa classificação de segurança ambiental. Os HFOs são compostos de hidrogênio, fluor e carbono. Eles possuem dupla ligação entre carbonos, isso gera redução da vida desses elementos na atmosfera o que diminui o impacto ambiental.

3.3 Balanços de massa e energia

As equações para cada processo têm origem na lei da conservação de massa e na lei da conservação de energia, as quais podem ser demonstradas nas equações (1) e (2):

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{e} \dot{m}_e - \sum_{s} \dot{m}_s \tag{1}$$

Em que:

- $\frac{dm_{vc}}{dt}$: é a taxa de variação de massa em um instante “t” [kg/s];
- $\sum_e \dot{m}_e$: é a vazão mássica na entrada do volume de controle [kg/s];
- $\sum_s \dot{m}_s$: é a vazão mássica na saída do volume de controle [kg/s];

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{e} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gz_e\right) - \sum_{s} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gz_s\right) \tag{2}$$

Em que:

- $\frac{dE_{vc}}{dt}$: é a taxa de variação de energia em um instante “t” [kW];
- $\dot{Q}_{vc}$: é a taxa de calor transferida para o volume de controle [kW];
- $\dot{W}_{vc}$: é a taxa de trabalho transferido do volume de controle [kW];
- $\dot{m}_e$: é a vazão mássica na entrada do volume de controle [kg/s];
- $\dot{m}_s$: é a vazão mássica na saída do volume de controle [kg/s];
- h_e : é a entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];

- h_s : é a entalpia específica na saída do volume de controle [kJ/kg];
- $\frac{1}{2}V_e^2$: é a energia cinética na entrada do volume de controle [kJ/kg];
- $\frac{1}{2}V_s^2$: é a energia cinética específica na saída do volume de controle [kJ/kg];
- gz_e : é a energia potencial específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];
- gz_s : é a energia potencial específica na saída do volume de controle [kJ/kg];

A eficiência térmica do CRO é medida por meio da quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira. A equação (3) define a eficiência térmica:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/_{\dot{m}} - \dot{W}_b/_{\dot{m}}}{\dot{Q}_{ent}/_{\dot{m}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \tag{3}$$

Em que:

- $\dot{W}_t$: é a potência útil na saída turbina [kW];
- $\dot{W}_b$: é o a potência útil consumida na bomba [kW];
- $\dot{m}$: é a variação mássica [kJ/s];
- $h_1 - h_2$: é a diferença de entalpias específicas entre a entrada e saída da turbina [kJ/kg];
- $h_4 - h_3$: é a diferença de entalpias específicas entre a entrada e saída da bomba [kJ/kg];
- $h_1 - h_4$: é a diferença de entalpias específicas entre a entrada da turbina e saída da bomba [kJ/kg];
- η : é a eficiência térmica do CRO

3.4 Balanços de massa e entropia

A variação de entropia, segunda lei da termodinâmica, que quantifica as irreversibilidades dos processos termodinâmicos é dada pela equação (4):

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{ger} \tag{4}$$

Em que:

- $\frac{dS_{vc}}{dt}$: é a taxa de variação de entropia em um instante “t” [kJ/s.K];
- $\frac{\dot{Q}_i}{T_i}$: é a taxa de transferência de entropia associada à transferência de calor [kW/K];
- s_e : é a entropia específica de entrada do volume de controle [kJ/kg.K];
- s_s : é a entropia específica de saída do volume de controle [kJ/kg.K];
- $\dot{\sigma}_{ger}$: é a taxa de geração de entropia no volume de controle [kW/K];

As eficiências isentrópicas da turbina e bomba são fornecidas pelas equações (5) e (6), respectivamente:

$$\eta_{TURB} = \left(\frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}}\right) \cdot 100 = \left[\frac{(h_e - h_s)}{(h_e - h_{ss})}\right] \cdot 100 \tag{5}$$

$$\eta_{BB} = \left(\frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}}\right) \cdot 100 = \left[\frac{(h_{ss} - h_e)}{(h_s - h_e)}\right] \cdot 100 \tag{6}$$

Em que:

- η_{TURB} : é a eficiência isentrópica da turbina [%];
- η_{BB} : é a eficiências isentrópica da bomba [%];
- $\dot{W}_{real}$: é a potência real [kW];
- $\dot{W}_{ideal}$: é a potência isentrópica [kW];
- h_e : é a entalpia específica de entrada do fluxo [kJ/kg];
- h_s : é a entalpia específica de saída do fluxo [kJ/kg];
- h_{ss} é a entalpia específica isentrópica de saída do fluxo [kJ/kg].

3.5 Balanços de massa e exergia

Por definição, a exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser adquirido de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, entrando em equilíbrio com o estado morto, ou seja, esteja em repouso com relação ao ambiente (MORAN, 2011).

O uso de exergia neste estudo é aplicado para volumes de controle em regime permanente, ou seja, sem variação com o tempo. Portanto o balanço da taxa de exergia pode ser definido pela equação (7):

$$\frac{d\dot{E}x_{vc}}{dt} = \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i - \left(\dot{W}_{vc} - P_0\frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e ex_e - \sum_s \dot{m}_s ex_s + \dot{E}_d \qquad (7)$$

Em que:

- $\frac{d\dot{E}x_{vc}}{dt}$: é a taxa da variação de exergia em um instante "t" [kW];
- $\sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i$: é a transferência de exergia associada ao calor [kW];
- $\dot{W}_{vc}$: é a taxa de transferência de exergia associada ao trabalho [kW];
- $P_0\frac{dV_{vc}}{dt}$: é a taxa de variação temporal do volume do sistema [kW];
- ex_e : é a exergia específica do fluxo de entrada [kJ/kg];
- ex_s : é a exergia específica do fluxo de saída [kJ/kg];
- $\dot{E}_d$: é a taxa temporal de destruição de exergia [kW];

A exergia específica do fluxo do sistema, desprezando as parcelas cinética, potencial e química, pode ser obtida através da equação (8):

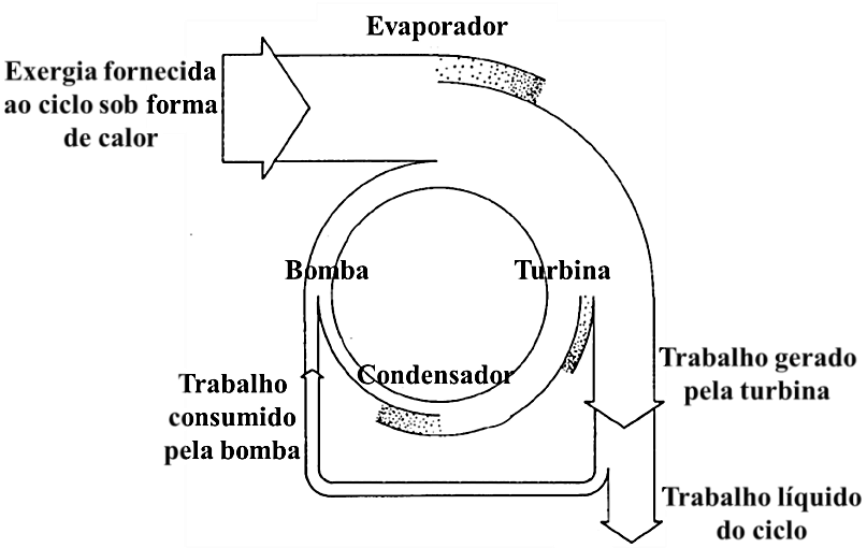
$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \qquad (8)$$

Em que:

- ex : é a exergia específica do fluxo [kJ/kg];
- h_0 : é a entalpia específica no estado morto com P_0 e T_0 [kJ/kg];
- s_0 : é a entropia específica no estado morto com P_0 e T_0 [kJ/kg].

É importante também fazer o cálculo da análise do fluxo de exergia em cada componente do ciclo. Este cálculo leva em consideração a exergia de entrada ou taxa de insumo ($\dot{F}$), a exergia de saída ou taxa de produto ($\dot{P}$) e as perdas ou taxa de irreversibilidades ($\dot{I}$). A Figura 7 representa o fluxo de exergia em um Ciclo Rankine Simples e a distribuição da destruição de exergia causada pela ação de irreversibilidades em cada componente. A destruição de exergia está destacada pelas regiões pontilhadas.

Figura 7 - Diagrama de wheel de um ciclo Rankine simples



Fonte: Adaptado de Bejan (2006).

Pode-se observar que, da quantidade total de exergia fornecida a um Ciclo Rankine Simples, parcelas desta exergia são destruídas no interior dos equipamentos do sistema devido às perdas por geração de irreversibilidades. Nas demais parcelas de exergia, parte da potência gerada pelo ciclo é usada para alimentar a bomba centrífuga. Em consequência disso, o nível de exergia ao final do processo é inferior ao montante de exergia fornecido inicialmente ao sistema.

Então, a irreversibilidade em um volume de controle é calculada pela diferença entre o insumo e o produto exergético como mostrado na equação (9):

$$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} \tag{9}$$

Em que:

- $\dot{I}$: Irreversibilidades [kW];
- $\dot{F}$: Insumo exergético [kW];
- $\dot{P}$: Produto exergético [kW].

Então, a eficiência exergética, conhecida também como eficiência de segunda lei, pode ser obtida através da equação (10):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{F}} \tag{10}$$

Em que:

- η_{ex} : Eficiência exergética do Ciclo Rankine Orgânico [%].

O consumo exergético unitário dos equipamentos e do CRO (k), que é a relação entre a quantidade de insumo exergético consumido e o montante de produto exergético obtido, pode ser calculado através do inverso da eficiência exergética conforme mostrado na equação (11):

$$k = \frac{1}{\eta_{ex}} = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} \tag{11}$$

3.6 Propriedades termodinâmicas das misturas zeotrópicas

Como este estudo trabalhou com misturas zeotrópicas como fluido de trabalho, foi necessário calcular a composição de cada fluido orgânico a ser utilizado. Sendo assim, as propriedades de estado para uma mistura de gases são calculadas considerando sua composição, pressão e temperatura de acordo com o modelo de gás ideal conforme mostrado nas equações (12), (13), (14) e (15):

$$h_{gases} = \sum_i \left(\frac{x_i MM_i}{MM_{gases}}\right) h_i \tag{12}$$

$$s_{gases} = \sum_i \left[\left(\frac{x_i MM_i}{MM_{gases}}\right) s_i - \frac{\bar{R}}{MM_i} ln\left(\frac{P_i}{P_{atm}}\right)\right] \tag{13}$$

$$\rho_{gases} = \sum_i \left(\frac{x_i MM_i}{MM_{gases}}\right) \rho_i \tag{14}$$

$$ex_{gases} = \sum_i x_i[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \tag{15}$$

Em que:

- ex_{gases} : Fluxo de exergia específico da mistura de gases [kJ/kg];
- h_{gases} : Entalpia específica da mistura de gases [kJ/kg];
- h_i : Entalpia específica do componente *"i"* na mistura de gases [kJ/kg];
- MM_{gases} : Massa molar total da mistura de gases [kg/kmol];
- MM_i : Massa molar do componente *"i"* na mistura de gases [kg/kmol];
- P_{atm} : Pressão atmosférica [MPa];
- P_i : Pressão absoluta do componente *"i"* na mistura de gases [MPa];
- $\bar{R}$: Constante universal dos gases [J/kg.K];
- s_{gases} : Entropia específica da mistura de gases [kJ/kg.K];
- s_i : Entropia específica do componente *"i"* na mistura de gases [kJ/kg.K];
- x_i : Concentração molar do componente *"i"* na mistura de gases [%];
- ρ_i : Massa específica do componente *"i"* na mistura de gases [kg/m³];
- ρ_{gases} : Massa específica da mistura de gases [kg/m³].

3.7 Cálculo dos trocadores de calor

O CRO a ser adotado foi baseado no melhor desempenho do sistema encontrado no estudo de Moreira e Arrieta (2019). Com isso, é necessário o cálculo das áreas dos trocadores de calor pelo método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT). Sendo assim, a área superficial de transferência de calor dos trocadores pode ser obtida através da equação (16):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \tag{16}$$

Em que:

- $\dot{Q}$: é a taxa total de transferência de calor [kW];
- U : é o coeficiente global de transferência de calor [W/m²-K];
- A : é a área superficial de transferência de calor do trocador [m²];
- ΔT_{lm} : é a média das diferenças de temperaturas entre os fluidos na entrada e saída do trocador de calor [K].

O Método MLDT parte do balanço de energia em um trocador de calor contracorrente e paralelo, em que $\Delta T_{lm} = MLDT_{PL}$, que pode ser calculada pela equação (17):

$$MLDT_{PL} = \left[\frac{(T_{q,e} - T_{f,e}) - (T_{q,s} - T_{f,s})}{ln\left(\frac{T_{q,e}-T_{f,e}}{T_{q,s}-T_{f,s}}\right)}\right] \tag{17}$$

Em que:

- $T_{q,e}$: é a temperatura de entrada do fluido quente no trocador de calor [K];
- $T_{q,s}$: é a temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor [K];
- $T_{f,e}$: é a temperatura de entrada do fluido frio no trocador de calor [K];
- $T_{f,s}$ - é a temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor [K];

Caso os trocadores de calor sejam de único passe com escoamento contracorrente, $\Delta T_{lm} = MLDT_{CC}$, a mesma é dada pela equação (18):

$$MLDT_{CC} = \left[\frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{ln\left(\frac{T_{q,e}-T_{f,s}}{T_{q,s}-T_{f,e}}\right)}\right] \tag{18}$$

Por fim, no caso de trocadores de calor de múltiplos passes trabalhando com algum dos tipos de escoamento anteriores ou com escoamento de fluxo cruzado, utiliza-se a $MLDT_{CC}$ ajustada por um fator de correção. Então, neste caso $\Delta T_{lm} = MLDT_{CF}$ que é fornecida pela equação (19):

$$MLDT_{CF} = F(MLDT_{CC}) \tag{19}$$

Em que:

- F : é o fator de correção adimensional associado à configuração do trocador de calor e às temperaturas de entrada e saída dos fluidos no equipamento [-].

O fator de correção F é calculado em função das variáveis adimensionais α e β conforme as equações (20) e (21), respectivamente:

$$\alpha = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \tag{20}$$

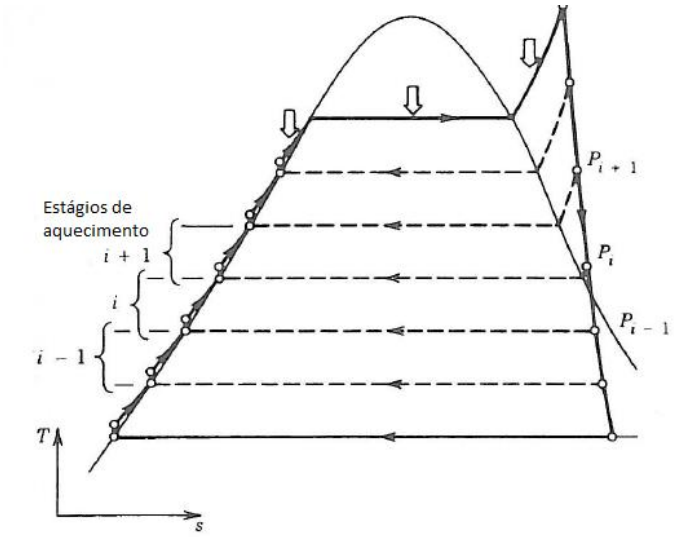
$$\beta = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{f,s} - T_{f,e})} \tag{21}$$

3.8 Melhoria de desempenho do CRO

Para melhorar a eficiência térmica das plantas de potência a vapor, Moran (2011) detalhou alguns dos métodos para tal aperfeiçoamento. Um deles é tornar o ciclo regenerativo, ou seja, acrescentar um aquecedor de alimentação fechado ou aberto no ciclo, a fim de aumentar a temperatura média de acréscimo de calor, com a intenção de aumentar a eficiência térmica do sistema (MORAN, 2011). As condições de operação são sugeridas de forma que a redução de calor na entrada do sistema ultrapasse a diminuição do trabalho líquido desenvolvido, resultando em maior eficiência térmica nas plantas de potência regenerativas.

Segundo Bejan (2006), minimizar a geração de entropia nos componentes do sistema também leva ao aperfeiçoamento dos ciclos de potência. Para isso é necessário diminuir as irreversibilidades internas e externas do ciclo. A Figura 8 mostra uma forma simples de fazer o aquecimento regenerativo do fluxo de água de alimentação, em que uma boa parte do vapor da turbina em uma planta de superaquecimento é monofásico.

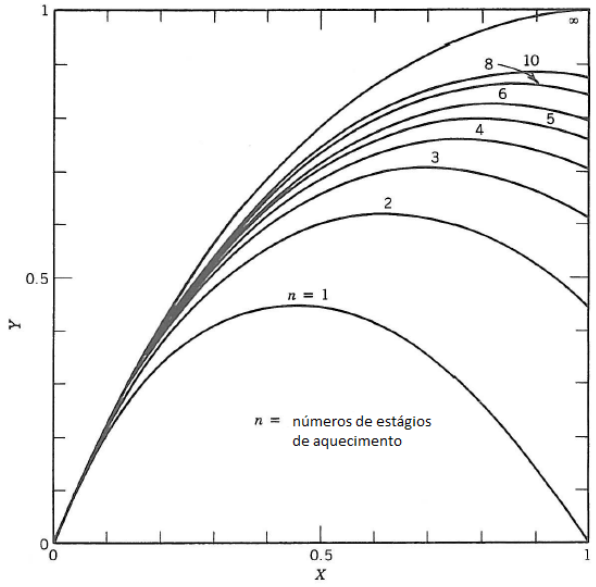
Figura 8 - Ciclo Regenerativo de vapor superaquecido



Fonte: Bejan (2006)

A Figura 9 mostra que se o sistema for otimizado, a instalação de um único aquecedor de alimentação gera cerca de metade das economias teoricamente máximas associadas ao uso de um número infinito de aquecedores de alimentação e que a redução relativa do calor de entrada do ciclo gera um aumento da sua eficiência.

Figura 9 - Redução relativa de calor na entrada do sistema



Fonte: Bejan (2006)

Na Figura 9, o eixo Y representa a porcentagem de ganho teórico ou redução relativa na entrada de calor ($\dot{Q}h$) que é atribuída ao uso de n aquecedores de contato e o eixo X o aumento relativo de entalpia baseado pela água de alimentação. À medida que n aumenta, a redução relativa em $\dot{Q}h$ diminui, enquanto a melhor entalpia final de alimentação (h_n) aproxima-se de h_B (entalpia com líquido saturado).

3.9 Indicadores econômicos

Moreira e Arrieta (2019) calcularam a viabilidade econômica de se utilizar um sistema termodinâmico do tipo CRO Regenerativo em uma planta de cimento. Com o intuito de fazer a comparação do custo gerado pelo sistema utilizado em seus estudos operando com fluidos puros, será calculado neste trabalho o custo de se utilizar misturas zeotrópicas como fluido de trabalho.

Sendo assim, em um sistema de cogeração de energia, os indicadores a serem avaliados são o valor presente líquido (VPL), a taxa interna de retorno (TIR) e o tempo de retorno de capital (TR). Esses indicadores serão calculados através das equações (22), (23) e (24):

$$VPL = \sum_{n=0}^{n} \frac{FC_n}{(1+i)^n} \tag{22}$$

Em que:

- VPL : é o valor presente líquido [R$];
- FC_n : são os valores dos fluxos de caixa líquido no período “n” [R$];
- i : é a taxa de juros [%];
- n : é o período de tempo [anos];

O valor presente líquido (VPL) pode ser entendido como o somatório dos valores líquidos atuais do fluxo de caixa a uma taxa de juros determinada.

$$\sum_{n=0}^{n} \frac{FC_n}{(1+TIR)^n} = 0 \tag{23}$$

Em que:

- TIR : é a taxa interna de retorno [%];

A taxa interna de retorno (TIR) corresponde à taxa que equaliza os valores dos investimentos com os valores dos retornos do projeto.

$$TR = \frac{I_T}{FC_n} \tag{24}$$

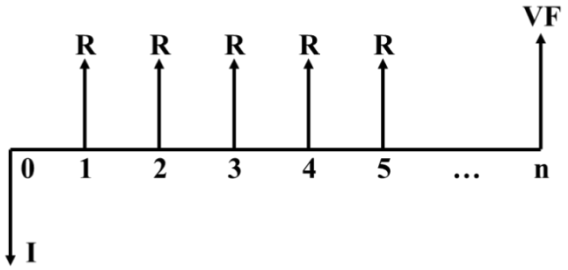
Em que:

- TR : é o tempo de retorno, ou payback [anos];
- I_T : é o valor total do investimento [R$];

O tempo de retorno de capital (TR) ou payback determina o período de tempo necessário para que se tenha o retorno sobre o investimento realizado.

Para determinar a lucratividade do empreendimento, é possível executar uma padronização do problema real através de um fluxo de caixa. O fluxo de caixa é uma forma de representação dos lucros e gastos de um projeto em um horizonte de tempo. A Figura 10 apresenta um fluxo de caixa ao longo do tempo em que, no instante zero, o investimento *"I"* foi realizado, o retorno *"R"* são as receitas durante o período de vida útil *"n"* do projeto e *"VF"* é o valor deste investimento em uma data futura.

Figura 10 - Exemplo de fluxo de caixa



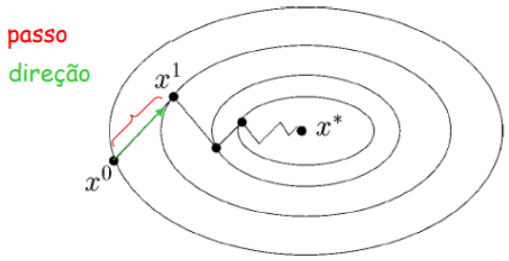
Fonte: Moreira e Arrieta, 2019.

A partir dessas equações é possível fazer o cálculo econômico da utilização do CRO Regenerativo com misturas zeotrópicas como fluido de trabalho.

3.10 Método de gradiente conjugado

O Método dos Gradientes Conjugados é um processo de otimização que sugere uma dada aproximação para um sistema. Neste processo é definido um conjunto de direções conjugadas e que, em até n iterações, será encontrado uma aproximação satisfatória para a solução do sistema (SHEWCHUK, 1994). Dois vetores x e y são considerados conjugados se: $x^T Ay = y^T Ax = 0$. Este método foi criado como proposta de modificação para o Método dos Gradientes, já que este método parte pelo princípio de que a direção que está sendo adotada na iteração i pode ser usada em iterações anteriores, como mostrado na Figura 11. De acordo com Shewchuk (1994), o método de gradiente conjugado evita que se tome várias vezes a mesma direção na solução, levando menos tempo para chegar no mínimo da função.

Figura 11 - Processo em que mostra os passos e as direções do método dos gradientes

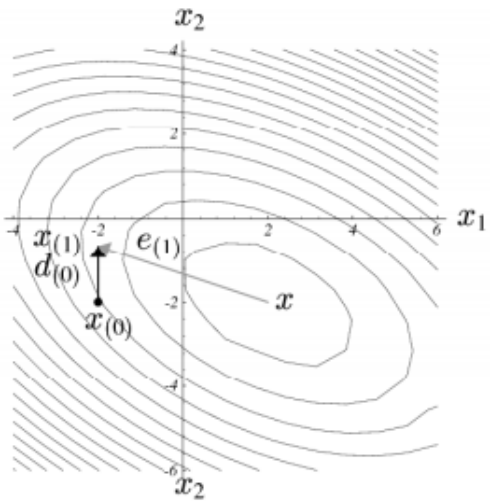


Fonte: Adaptada de SHEWCHUK, 1994.

No método do gradiente conjugado é possível escolher n direções linearmente independentes e por meio da minimização da função em cada uma das direções separadamente, construir uma sequência de aproximações que forneça o mínimo da função após n passos (n é o número de equações do sistema).

Se a função é definida positiva e as n direções são ortogonais, então essas direções são linearmente independentes. A solução ótima pode ser escrita como combinação linear dessas n direções mais a próxima direção. Dada uma aproximação inicial, escolhe-se a primeira direção. As demais direções serão escolhidas de maneira que cada direção seja perpendicular à direção anterior. Além disso, cada direção é uma combinação do resíduo anterior e da direção anterior. Com isso, é possível simplificar as expressões e obter uma solução (SHEWCHUK, 1994). A Figura 12 mostra os passos do método da direção conjugada até se chegar no mínimo da função.

Figura 12 - Processo em que mostra os passos e as direções do método dos gradientes conjugados



Fonte: SHEWCHUK, 1994.

4 METODOLOGIA

Este capítulo detalha as etapas para a configuração ótima do sistema abordado nesta pesquisa, em que houve a seleção dos fluidos de trabalho e da escolha das misturas para se utilizar em um Ciclo Rankine Orgânico.

4.1 Seleção inicial das misturas com dados de entrada

De acordo com Quoilin (2013), na maioria dos casos, as pesquisas relacionadas à seleção de fluidos apresentam uma comparação entre um conjunto de fluidos de trabalho candidatos em termos de desempenho termodinâmico baseando-se em um modelo termodinâmico do ciclo. Dessa forma, apenas alguns fluidos são realmente usados em usinas comerciais de CRO, porém, apesar da multiplicidade de estudos de fluido de trabalho, nenhum fluido único pode ser identificado como ótimo para CRO. Isso se deve às diferentes hipóteses usadas para realizar comparações de fluidos, como: alguns autores consideram o impacto ambiental (ODP, GWP), a inflamabilidade e a toxicidade; outros já levam em consideração apenas as condições de trabalho diferentes, como por exemplo, as faixas de temperatura e temperaturas criticas (QUOILIN, 2013). Portanto para este estudo, como o foco principal é justamente escolher um fluido que estivesse de acordo com o Protocolo de Montreal, Protocolo de Quioto, com o Acordo de Paris e que fosse viável de se utilizar de forma a não agredir o meio ambiente, os fluidos selecionados inicialmente estão resumidos na Tabela 2.

A maioria dos fluidos apresentados na Tabela 2 possuem nenhuma ou baixa toxicidade e inflamabilidade, ou seja, fluidos pertencentes aos grupos de segurança A1, A2 e B1. Os fluidos R290 e R600a pertencentes ao grupo de fluidos não tóxicos, mas altamente inflamáveis (A3), são aptos a serem utilizados de acordo com a Embraco (1996), pois não oferecem risco de explosão devido à sua alta velocidade de dispersão no ar. Todos os siloxanos apresentam grau de segurança A3, porém são muito usados em industrias e se tornaram uma boa solução para a substituição dos CFCs e HCFCs, como explicado no item 3.2.1.

Todos os fluidos possuem níveis de ODP muito baixos, ou até mesmo nulos, e variados índices de GWP, sendo assim, o tempo de vida na atmosfera foi utilizado como critério de eliminação. Desta forma, os fluidos que possuem permanência na atmosfera superior a 100 anos foram desconsiderados, isto é, o R218 e o RC318. A Tabela 2 também apresenta as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalhos selecionados.

Assim como apresentado por Moreira e Arrieta (2019) foi considerada para este estudo uma variação de temperatura de 5°C entre a entrada e a saída da água de resfriamento no condensador ($\Delta T_{sai,cond}$). Em seguida, foi considerada uma diferença de 5°C entre a temperatura de saída da água de resfriamento e a temperatura do fluido de trabalho na saída do condensador (ΔT_{cond}). Sendo assim, o fluido orgânico saía do condensador a uma temperatura de 32°C. Deste modo, nenhum dos fluidos selecionados tem a pressão de saturação (P_{sat}) inferior a pressão atmosférica de 0,101 MPa, portanto nenhum deles foi eliminado do conjunto de fluidos a serem utilizados neste trabalho. Como mencionado anteriormente, também foi importante identificar os fluidos orgânicos de acordo com a variação do título da saída da turbina do CRO simples, podendo assim classificar o comportamento de suas curvas de saturação. A Tabela 2 também fornece essas informações.

De acordo com Moreira e Arrieta (2019) devem ser eliminados os fluidos classificados como molhados para evitar erosão nos componentes internos da turbina nos ciclos reais modelados posteriormente, porém não serão descartados, visto que em estudos anteriores, esses refrigerantes molhados misturados com fluido isentrópico ou seco, tiveram um resultado positivo significativo na eficiência do sistema. A Tabela 2 representa os fluidos refrigerantes que foram considerados nesse trabalho e utilizados como misturas zeotrópicas.

Quoilin (2013) afirma que, apesar da multiplicidade de estudos de fluido de trabalho, nenhum fluido único pode ser identificado como ótimo para o CRO. Isso se deve às diferentes hipóteses usadas para realizar comparações de fluidos, como por exemplo, alguns autores consideram o impacto ambiental (ODP, GWP), a inflamabilidade e a toxicidade do fluido de trabalho, enquanto outros autores não; condições de trabalho diferentes (por exemplo, as faixas de temperatura consideradas) são assumidas, levando a diferentes fluidos de trabalho ótimos; muitos recomendam o fluido com a mais alta temperatura crítica, o que pode sugerir que a eficiência da planta poderia ser melhorada através da seleção de fluidos de trabalho ainda mais críticos. No entanto, uma alta temperatura crítica também implica trabalhar em baixas densidades de vapor, levando a um maior custo do sistema; entre outros.

De acordo com Moreira e Arrieta (2019), a pressão na entrada da turbina que possibilita maior produção de trabalho líquido específico, é chamada de pressão ótima de operação ($P_{1,otm}$). Referente ao modelamento termodinâmico do CRO a ser apresentado nesta pesquisa, essas pressões foram utilizadas como dados de entrada para cada fluido de trabalho.

Tabela 2 - Fluidos de trabalho comuns em instalações comerciais de CRO e suas propriedades de acordo com seleção

Fluido	Nível de Segurança	ODP	GWP_{100}	τ (anos)*	Tcr [ºC]	Pcr [MPa]	Psat a 32°C [MPa]	(X_2) min - máx[-]**	Classificação
R-123	B1	0,020	77	1,300	183,68	3,67	0,12	0,984 - 100	Seco
R-124	A1	0,022	609	5,800	122,28	3,62	0,47	0,959 - 100	Isentrópico
R-134a	A1	0,000	1430	14,000	101,03	4,06	0,82	0,732 - 0,972	Molhado
R-143a	A2	0,000	4470	52,000	72,70	3,76	1,51	0,648 - 0,947	Molhado
R-218	A1	0,000	8830	2600,000	Eliminado	Eliminado	Eliminado	Eliminado	Eliminado
R-227ea	A1	0,000	3220	34,200	102,80	3,00	0,56	0,986 - 100	Seco
R-245fa	B1	0,000	1030	7,600	154,01	3,65	0,19	0,977 - 100	Seco
R-C318	A1	0,000	10300	3200,000	Eliminado	Eliminado	Eliminado	Eliminado	Eliminado
R-290	A3	0,000	~20	0,410	96,68	4,25	1,13	0,731 - 0,972	Molhado
R-600a	A3	0,000	~20	0,019	134,67	3,64	0,43	0,926 - 100	Isentrópico

*τ refere-se ao tempo de vida na atmosfera;
**X_2 refere-se ao título na saída da turbina.

Fonte: Elaborada pelo autor

A Tabela 3 representa os fluidos alternativos utilizados para substituir os refrigerantes eliminados pelos Protocolo de Montreal e Quioto e pelo Acordo de Paris e contém as propriedades de interesse.

Tabela 3 – Fluidos de trabalho alternativo em instalações comerciais de CRO e suas propriedades de acordo com seleção

Fluido	Nível de Segurança	ODP	GWP_{100}	Tcr [ºC]	Pcr [MPa]
D4	A3	0	Muito pequeno	313,5	1,33
D5	A3	0	Muito pequeno	346,0	1,16
MM	A3	0	Muito pequeno	290,9	1,94
MDM	A3	0	Muito pequeno	245,5	1,42
MD2M	A3	0	Muito pequeno	326,4	1,23
DR-2	A1	0	2	171,3	2,90
DR-12	A1	0	32	137,7	3,00

Fonte: Elaborada pelo autor

4.2 Seleção final das misturas em concordância com o Protocolo de Montreal, Protocolo de Quioto e Acordo de Paris

Considerando o acordo do Protocolo de Montreal e Quioto e o Acordo de Paris citados no tópico 3.2.1, a Tabela 4 apresenta os fluidos puros finais que foram misturados de forma a fazer a mistura zeotrópica mais adequada ao CRO a fim de aumentar a eficiência do ciclo.

Tabela 4 - Seleção final de fluidos

Grupo	Fluido	Nível de Segurança	ODP	GWP_{100}	Classificação	Ambientalmente viáveis
Hidrofluorcarbonetos	R-123	B1	0,020	77	Seco	Eliminado
	R-124	A1	0,022	609	Isentrópico	Eliminado
	R-134a	A1	0,000	1.430	Molhado	x
	R-143a	A2	0,000	4.470	Molhado	x
	R-218	A1	0,000	8.830	Eliminado	Eliminado
	R-227ea	A1	0,000	3.220	Seco	x
	R-245fa	B1	0,000	1.030	Seco	x
	R-C318	A1	0,000	10.300	Eliminado	Eliminado
	R-290	A3	0,000	~20	Molhado	x
	R-600a	A3	0,000	~20	Isentrópico	x
Siloxanos	D4	A3	0,000	~0	-	x
	D5	A3	0,000	~0	-	x
	MM	A3	0,000	~0	-	x
	MDM	A3	0,000	~0	-	x
	MD2M	A3	0,000	~0	-	x
HFOs	DR-2	A1	0,000	2	-	x
	DR-12	A1	0,000	32	-	x

Fonte: Elaborado pelo autor

Os fluidos selecionados R-134a, R-143a, R-227ea e R-245fa fazem parte do grupo de hidrofluorcarbonetos (HFCs), os fluidos D4, D5, MM, MDM e MD2M fazem parte do grupo siloxanos e os fluidos DR-2 e DR-12 fazem parte do grupo de hidrofluorolefina (HFOs). Eles são refrigerantes recicláveis, eficientes energeticamente, possuem baixa toxicidade e são os refrigerantes utilizados como alternativa para substituir os CFCs e HCFCs, devido à sua segurança (GMALATO, 2016). Já os fluidos R-290 e R-600a são hidrocarbonetos (HCs),

também utilizados como alternativas para substituição de CFCs e HCFCs, são refrigerantes ainda mais seguros ao meio ambiente. Além de apresentarem ótimo desempenho, não prejudicam a camada de ozônio e tem impacto praticamente nulo no aquecimento global.

Em vista das referências bibliográficas apresentadas e da seleção dos fluidos apresentada, a Tabela 5 indica as misturas que foram formadas inicialmente e utilizadas como fluidos de trabalho para o CRO Regenerativo abordado.

Tabela 5 - Seleção de misturas

Misturas	Composição (%)	Aplicação	Referências
R-227ea + R-245fa	13,4/15,7	Recuperação de calor	Satanphol e outros (2017)
	70/30	Comaparação do CRO com o PEORC	Zhou e Zhang (2016)
	10/90 e 80/20*	Ar quente como fonte de calor em um CRO	Wu e outros (2016)
R-245fa + R-600a	20/80	Fonte de calor geotérmico para um CRO	Yue e outros (2015)
R-290 + R-600a	60/40 e 20/80**	Fonte de calor geotérmico para um CRO	Heberle e Brüggemann (2015)
MM + MDM	75/25	Ciclo combinado de turbina a gás e do Ciclo Rankine Orgânico (TG-CRO)	Ren e outros (2018)
D4 + R-134a***	30/70	Recuperação de Calor em Ciclo Rankine Orgânico de ciclo duplo (DORC)	Tian e outros (2017)
MDM + R-134a***	30/70		
MD2M + R-134a***	35/65		

*A proporção 10/90 apresenta maiores eficiências de primeira e segunda leis. A proporção 0,8/0,2 apresenta maior potência líquida.

** A proporção 60/40 apresenta menor custo investimento

***A referência citada utiliza o refrigerante R-123, porém como ele foi eliminado deste trabalho, foi substituído pelo refrigerante R-134a que tem sido mais usado atualmente como alternativa.

Fonte: Elaborado pelo autor

É importante ressaltar que o presente trabalho utilizou misturas zeotrópicas com aplicação em uma indústria de cimento. Portanto os dados apresentados na Tabela 5 serviram como referência para aplicação no CRO proposto.

4.3 Modelagem termodinâmica

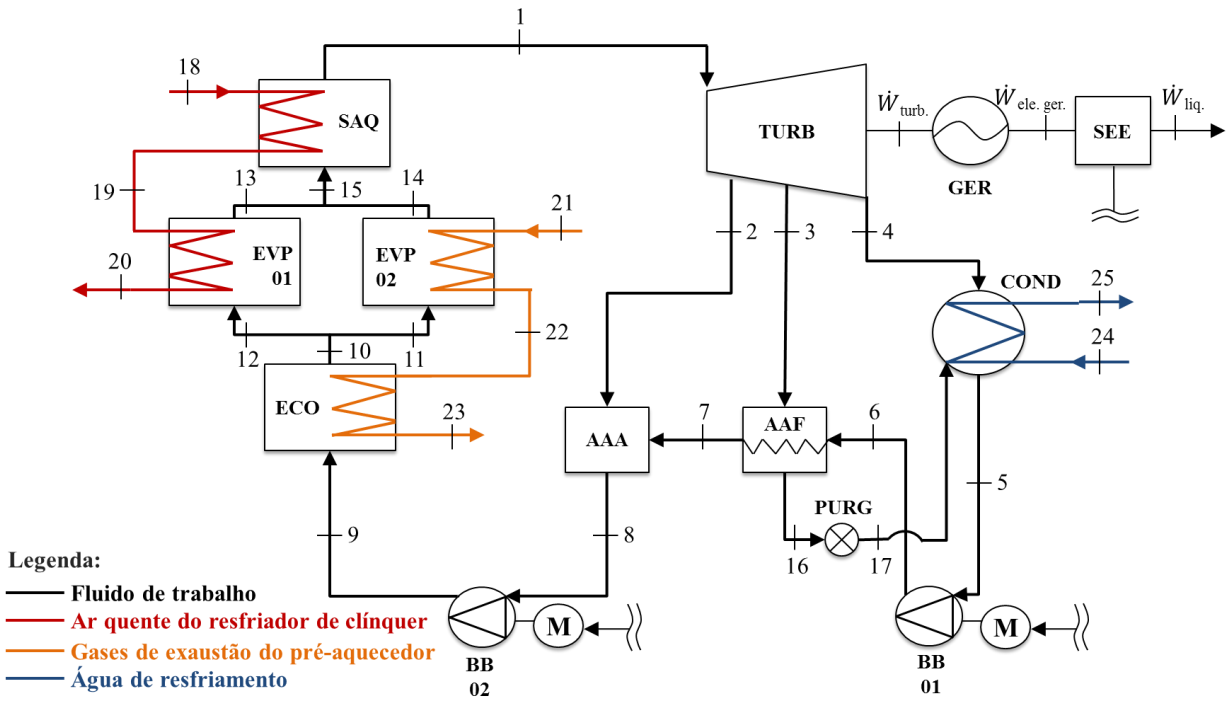
Considerando o modelo termodinâmico proposto por Moreira e Arrieta (2019), o Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo, utilizando tanto um Aquecedor de Alimentação Aberto (AAA), quanto um Aquecedor de Alimentação Fechado (AAF), foi o sistema com maior eficiência, tanto energética quanto exergética, em que há melhoria de desempenho. Portanto, neste trabalho, foi feito o mesmo modelamento, porém utilizando as misturas zeotrópicas como fluidos de trabalho para comparação posterior com os fluidos puros já calculados em seu trabalho.

Moreira e Arrieta (2019) procuraram fazer um modelamento semelhante ao real em uma indústria de cimento, portanto a configuração teve uma tendência a aproveitar simultaneamente as duas fontes de calor de uma fábrica de cimento: o gás de exaustão do pré-aquecedor de suspensão e o ar quente de descarga do resfriador de clínquer.

Considerando o CRO apresentado anteriormente, para a configuração simples, a composição foi feita pelo condensador (COND), pela turbina de simples estágio (TURB), pela bomba centrífuga (BB 01) e pela unidade de evaporação, subdividida em economizador (ECO), superaquecedor (SAQ), evaporador 01 (EVP 01) e evaporador 02 (EVP 02), essa divisão foi feita para se aproveitar o calor residual. Foi também adicionado ao ciclo uma fonte de alimentação e um motor elétrico da bomba, visto que este é um processo produtivo de cimento, sendo eles: um gerador de energia elétrica (GER) e uma subestação de energia elétrica (SEE).

Como para este trabalho está sendo utilizado o CRO Regenerativo, representado na Figura 13, também foi acrescentado o aquecedor de alimentação fechado (AAF), o purgador (PURG), o aquecedor de alimentação aberto (AAA) e uma nova bomba centrífuga (BB 02). Também foi substituída a turbina de simples estágio por uma turbina de três estágios com duas extrações de vapor para alimentação do AAA e AAF. Essa alteração foi feita com o objetivo de aumentar seu desempenho, pois aumenta a temperatura termodinâmica média na entrada de calor do ciclo.

Figura 13 - CRO Regenerativo



Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta, 2019.

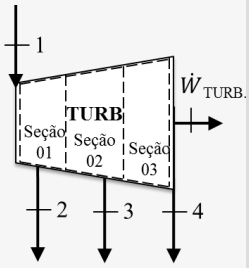
No funcionamento do CRO regenerativo, no processo 1-2 (expansão na turbina) e no processo 3-4 (compressão na bomba) foi considerado o aumento de entropia e perdas no gerador elétrico e motor elétrico da bomba.

Ao passar pela turbina, uma parte do fluido de trabalho no estado de vapor vai para o aquecedor de alimentação aberto (processo 1-2), outra vai para o aquecedor de alimentação fechado (processo 1-3) e a outra parte é levada ao condensador (processo 1-4). Após passar pelo AAF, o fluido passa pelo purgador em que é condensado e enviado ao condensador que se mistura com o vapor enviado pela turbina. Logo após, o fluido de trabalho passa pelo condensador (processo 4-5) e é bombeado para o aquecedor de alimentação fechado (processo 5-6), em que há a troca de calor com o vapor fornecido pela turbina seguindo assim para o aquecedor de alimentação aberto, sendo misturado com a primeira parte do vapor fornecido pela turbina. O fluido de trabalho é bombeado para os evaporadores (aproveitamento de calor residual) e então retorna à turbina.

4.3.1 Aplicação das equações de balanço ao CRO proposto

A Tabela 6 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados à turbina de três seções.

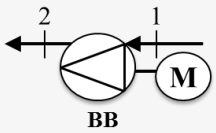
Tabela 6 - Balanços da turbina de três seções

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_1 y_2$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 y_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_1(1 - y_2 - y_3)$
	Balanço de energia:	$\dot{W}_{TURB} = \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4)$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = (\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_4 s_4) - \dot{m}_1 s_1$
	Eficiências isentrópicas das seções:	$\eta_{TURB\,01} = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_{2ss})$ $\eta_{TURB\,02} = (h_2 - h_3)/(h_2 - h_{3ss})$ $\eta_{TURB\,03} = (h_3 - h_4)/(h_3 - h_{4ss})$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = \dot{m}_1 ex_1 - (\dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_4 ex_4)$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4)$ $= \dot{W}_{TURB}$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

A Tabela 7 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados às bombas centrífugas.

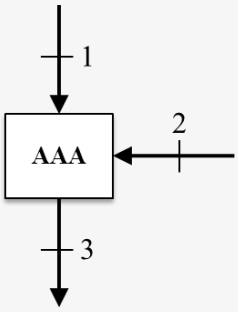
Tabela 7 - Balanços das bombas centrífugas

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$
	Balanço de energia:	$\dot{W}_{BB} = \dot{m}_{12}(h_2 - h_1)$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_{12}(s_2 - s_1)$
	Eficiência isentrópica:	$\eta_{BB} = (h_{2ss} - h_1)/(h_2 - h_1)$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = \dot{m}_{12}(h_2 - h_1) = \dot{W}_{BB}$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_{12}(ex_2 - ex_1)$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

A Tabela 8 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados ao aquecedor de alimentação aberto.

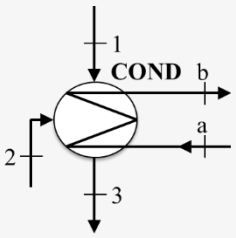
Tabela 8 - Balanços do aquecedor de alimentação aberto

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$
	Balanço de energia:	$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_3)$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_2 (ex_3 - ex_2)$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

A Tabela 9 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados ao condensador.

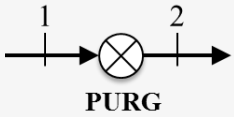
Tabela 9 - Balanços do condensador

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3; \dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_{ab}$ $(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) - \dot{m}_3 + (\dot{m}_a - \dot{m}_b) = 0$
	Balanço de energia:	$(\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2) - \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{ab}(h_a - h_b) = 0$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = (\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1) + \dot{m}_{ab}(s_b - s_a) = 0$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = (\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_2 ex_2) - \dot{m}_3 ex_3$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_{ab}(ex_b - ex_a)$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

A Tabela 10 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados ao purgador.

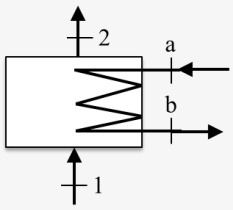
Tabela 10 - Balanços do purgador

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$
	Balanço de energia:	$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = \dot{m}_1 ex_1$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_2 ex_2$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

A Tabela 11 evidencia os balanços de massa, energia, entropia e exergia para o volume de controle empregados ao aquecedor de alimentação fechado, economizador, evaporadores e superaquecedor.

Tabela 11 - Balanços do aquecedor de alimentação fechado, economizador, evaporadores e superaquecedor

Ilustração	Equação	
	Balanço de massa:	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}; \dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_{ab}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_a - \dot{m}_b) = 0$
	Balanço de energia:	$\dot{m}_{12}(h_1 - h_2) + \dot{m}_{ab}(h_a - h_b) = 0$
	Balanço de entropia:	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_{12}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{ab}(s_b - s_a) = 0$
	Insumo exergético:	$\dot{F} = \dot{m}_{12}(ex_1 - ex_2)$
	Produto exergético:	$\dot{P} = \dot{m}_{ab}(ex_b - ex_a)$
	Eficiência exergética:	$\eta_{ex} = \dot{P}/\dot{F}$
	Irreversibilidade:	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} = T_0 \dot{\sigma}_{ger}$
	Consumo exergético unitário:	$k = 1/\eta_{ex}$

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

4.3.2 Dados de entrada para o CRO proposto

Moreira e Arrieta (2019) definiram que o condensador como um trocador de calor do tipo casco e tubos de único passe com escoamento contracorrente e a configuração de fluxo cruzado não aletado foi adotada para os demais trocadores de calor em ambos os arranjos de

CRO investigados. Os coeficientes globais de transferência de calor também foram fornecidos por Moreira e Arrieta (2019) e aplicados na modelagem dos trocados em função dos tipos de fluidos e da interação entre os estados físicos dos mesmos, conforme mostrado na Tabela 12.

Tabela 12 - Coeficientes globais de transferência de calor por tipo de interação

Equipamento	Tipo de interação	U (W/m²K)
Condensador	Líquido/Gás - Líquido	350
Aquecedor de alimentação fechado	Líquido/Gás - Líquido	400
Economizador e Evaporadores 01/02	Líquido - Gás	90
Superaquecedor	Gás - Gás	80

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019).

Como o foco principal do trabalho é a utilização de misturas zeotrópicas, é notável que ao variar a composição da mistura, o valor do U também seria variável. Entretanto, como não são obtidas informações construtivas do projeto suficientes, como comprimento e diâmetro das tubulações, quantidade e tipos de acessórios nas redes, etc., que possibilitassem estimar o volume de fluido necessário, considerou o valor de U como constante.

Tomando esse CRO como o sistema a ser utilizado, considerando que o fluido de trabalho serão misturas zeotrópicas com os refrigerantes selecionados e aplicando as equações apresentadas no capítulo anterior para cada equipamento: balanço de massa, balanço de energia, balanço de entropia e eficiência exergética, foi feito o modelamento termodinâmico com os seguintes dados de entrada apresentados nas Tabela 13 e Tabela 14. Assim como Moreira e Arrieta (2019), os dados de entrada referentes aos gases de exaustão do processo de produção de cimento foram extraídos de Cimento Apodi (2015), uma unidade fabril de cimento localizada na cidade de Quixeré no estado do Ceará com capacidade produtiva de 3.500 toneladas de clínquer por dia. Já os outros dados de entrada como as eficiências isentrópicas da bomba e turbina foram fornecidos por Wang, Dai e Gao (2009). As demais informações iniciais assumidas na modelagem, comumente usadas por Moreira e Arrieta (2019) e vários outros autores, foram obtidas a partir das publicações estudadas. Dessa forma, a Tabela 13 expõe um resumo dos dados de entrada dos gases do processo produtivo de cimento.

Tabela 13 - Dados dos gases de exaustão do processo produtivo de cimento: 3.500 toneladas de clínquer/dia

Variável	Valor	Unidade
Dados do ar quente de descarga do resfriador de clínquer:		
Composição molar: N_2	79,00	%
O_2	21,00	%
Temperatura de entrada no ciclo	440,00	ºC
Temperatura de saída do ciclo	114,00	ºC
Vazão mássica	48,15	kg/s
Dados do gás de exaustão do pré-aquecedor de suspensão:		
Composição molar: CO_2	26,30	%
N_2	64,58	%
O_2	4,94	%
H_2O	4,18	%
Temperatura de entrada no ciclo	310,00	ºC
Temperatura de saída do ciclo	228,00	ºC
Vazão mássica	88,03	kg/s

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019)

A tabela 14 apresenta as eficiências dos equipamentos, bem como outros dados iniciais. Foi considerada a base de dados tanto do software REFPROP quanto do EES para utilizar as propriedades dos fluidos refrigerantes. O modelamento termodinâmico foi feito exclusivamente pelo software EES.

Tabela 14 - Eficiências isentrópicas dos equipamentos e demais dados de entrada

Variável	Valor	Unidade
Eficiência isentrópica das bombas	70,000	%
Eficiência isentrópica dos estágios da turbina	85,000	%
Eficiência do gerador de energia elétrica	98,500	%
Eficiência do motor elétrico da bomba	99,000	%
Pressão dos gases de exaustão do processo produtivo de cimento	0,101	MPa
Pressão ambiente	0,101	MPa
Temperatura ambiente	22,000	ºC
Diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e a água de resfriamento	8,000	ºC

Fonte: Adaptado de Moreira e Arrieta (2019)

4.4 Modelagem econômica

Para a modelagem econômica do CRO Regenerativo, foram adotados os parâmetros propostos por Moreira e Arrieta (2019), conforme Tabela 15. No entanto, como melhoria ao trabalho de Moreira e Arrieta (2019) em termos de modelagem de custos, foi incluído o custo com o fluido de trabalho nos cálculos da estimativa de custos, o qual calcula-se como segue.

O custo específico do investimento, que é a relação entre o custo total do investimento e a potência líquida gerada pelo CRO, pode ser calculado através da equação (25).

$$I = \frac{I_T}{\dot{W}_c} \tag{25}$$

$$I_T = \sum_i C_{BM,i} + C_C + C_F + C_{SD} + C_{AB} + C_{OS} + C_{FT} \tag{26}$$

Em que:

- I : é o custo específico do investimento [R$/kW];
- I_T : é o custo total de investimento [R$].

Em que:

- $C_{BM,i}$: são os custos diretos e indiretos com o componente “i” [R$];

- C_C : são os custos com despesas eventuais [R$];
- C_F : são os custos com taxas [R$];
- C_{SD} : são os custos com desenvolvimento da planta de cogeração [R$];
- C_{AB}: são os custos com instalações auxiliares [R$];
- C_{OS} : são os custos com instalações externas à planta de cogeração [R$];
- C_{FT} : é o custo com o fluido de trabalho.

$$C_{BM,i} = F_{BM,i} C_{P,i} \tag{27}$$

Em que:

- $F_{BM,i}$: é o fator de instalação do componente "i" [-];
- $C_{P,i}$: é o preço de compra do componente "i" [R$];

$$C_{P,v,j} = C_{P,v,k} \frac{I_k}{I_j} \tag{28}$$

Em que:

- $C_{P,v,j}$: é o preço de compra do componente de capacidade "v" no ano "j" [R$];
- $C_{P,v,k}$: é o preço de compra do componente de capacidade "v" no ano "k" [R$];
- I_k : é o índice de custo no ano "k", em que k = 2016 [-];
- I_j : é o índice de custo no ano "j", em que j = 2004 [-].

$$C_C = 0{,}15 C_{BM} \tag{29}$$

$$C_F = 0{,}03 C_{BM} \tag{30}$$

$$C_{SD} = 0{,}059 C_{BM} \tag{31}$$

$$C_{AB} = 0{,}0472 C_{BM} \tag{32}$$

$$C_{OS} = 0{,}2478 C_{BM} \tag{33}$$

Para o cálculo do C_{FT}, levou-se em consideração a planta geotérmica de Erdwärme – Grunüwald, no sul de Munique na Alemanha. Os dados foram obtidos em 2010, em que considera 50 toneladas de isobutano em uma planta de 4,3 MWe de potência. A equação (34) relaciona os dados obtidos na planta geotérmica com o ano de 2016:

$$C_{FT} = \left[\in_{2010} \cdot \frac{I_{2016}}{I_{2010}} \cdot T_{\in/R_{2016}}\right] \cdot \left(\frac{MWe}{4{,}3}\right)^{0{,}6} \tag{34}$$

A equação (34) considera o efeito de escala da planta em termos de potência.

Em que:

- $\in_{2010}$: é o preço de 50 toneladas de isobutano. $\in_{2010}$ = 150.000 [€];
- I_{2016}: é o índice de custo no ano de 2016;
- I_{2010}: é o índice de custo no ano de 2010;
- $T_{\in/R_{2016}}$: é a taxa de conversão de euros para reais [R$];
- MWe: é a potência produzida no CRO Regenerativo [MWe]

Para obter o custo específico para geração de energia elétrica através do CRO, em que as parcelas correspondentes aos custos com investimento, operação e manutenção do sistema estão expressas na equação (35).

$$C = I\left(\frac{AF}{HO}\right) + CO\&M \tag{35}$$

Em que:

- C - Custo específico para produção de eletricidade [R$/kWh];
- AF - Fator de amortização [ano^{-1}];
- HO - Quantidade anual de horas de operação do ciclo [h/ano];
- $CO\&M$ - Custo específico de operação e manutenção do CRO [R$/kWh].

Sendo que o fator de amortização está demonstrado na equação (36):

$$AF = \frac{j(1+j)^n}{(1+j)^n - 1} \tag{36}$$

Em que:

- j - Taxa de juros [%];
- n - Vida útil [anos].

Assim como Moreira e Arrieta (2019), assumiu-se que o gás de exaustão do pré-aquecedor de suspensão e o ar quente de descarga do resfriador de clínquer estavam disponíveis a custo zero. Mesmo não tendo informações construtivas do projeto, como comprimento e diâmetro das tubulações, quantidade e tipos de acessórios nas redes, etc., que possibilitam estimar o volume de fluido necessário e seu custo, foi considerado como referência o valor fornecido pela planta de Erdwärme, como citado anteriormente. Todos os custos foram calculados em dólar americano convertido em moeda brasileira a uma taxa de câmbio de 3,75 R$/US$ referente à data de 28/02/2019.

Os dados de entrada utilizados na modelagem econômica do CRO foram obtidos pelas referências adotadas por Moreira e Arrieta (2019). Os fatores de indexação foram extraídos de BOE (2019), enquanto que o custo específico para operação e manutenção do CRO foi obtido de Elson, Tidball e Hampson (2019). O período de tempo utilizado nesta análise seguiu o mesmo padrão de Moreira e Arrieta (2019), que indica o tempo estimado de vida útil de uma planta de cogeração de energia utilizado por diversos autores nos trabalhos examinados e a quantidade de horas de operação do ciclo também segue esta vertente. A taxa de juros adotada foi baseada na Taxa de Juros de Longo Prazo (TJLP) vigente no Brasil no início do ano de 2019 (FINEP, 2019). Estas informações e seus respectivos valores são exibidos na Tabela 15.

Tabela 15 - Dados de entrada utilizados na modelagem econômica

Variáveis	Valor	Unidade
Fator de indexação para o ano de 2004	124	-
Fator de indexação para o ano de 2019	100	-
Custo específico de operação e manutenção do sistema	0,02	R$/kWh
Vida útil	20	anos
Quantidade de horas de operação do ciclo	8.030	h/ano
Taxa de juros	6,98	% a.a.

Fonte: Elaborado pelo autor (2019).

No que se refere aos indicadores econômicos, os fluxos de caixa desenvolvidos neste estudo seguiram uma estrutura simples conforme mostrado na Equação (37). Este indicador foi calculado a partir dos resultados de potência líquida produzida pelo ciclo multiplicado pela quantidade de horas de operação do CRO e pela tarifa média de fornecimento de energia elétrica para a classe industrial praticada pela Companhia Energética de Minas Gerais S. A. (CEMIG) no ano de 2018 com o valor de 0,4213 R$/kWh (DGSE, 2018). Deste modo, os resultados obtidos para o fluxo de caixa após o investimento inicial permitiram mensurar a economia gerada através das receitas sucedidas da descontinuação na aquisição de eletricidade da referida concessionária de energia elétrica.

$$FC_n = \sum_{n=0}^{n} \dot{W}_c \cdot HO \cdot TEE \tag{37}$$

Em que:

- TEE : é a tarifa média de fornecimento de energia elétrica pela concessionária [R$/kWh].

4.5 Otimização dos Resultados

A princípio, a otimização dos parâmetros operacionais dos ciclos averiguados teve o intuito de encontrar o máximo valor de potência líquida produzida pelos mesmos com os fluidos de trabalho orgânicos escolhidos na seção 4.2. Assim sendo, a maximização da potência líquida gerada pelos CROs foi definida como função objetivo na primeira etapa de otimizações. Este parâmetro também foi estabelecido como o principal critério comparativo neste trabalho. Além disso, os resultados de outros parâmetros termodinâmicos vinculados à produção de potência dos ciclos como pressão e temperatura na entrada da turbina, razão de pressão, diferenças de temperatura, vazão mássica na entrada da turbina, exergia destruída no CRO e eficiências térmica e exergética também foram analisados. Em um segundo momento, os resultados de potência líquida encontrados nas otimizações foram comparados aos resultados colhidos durante as simulações do ciclo de forma a evidenciar o efeito benéfico de se trabalhar com parâmetros operacionais otimizados. Este primeiro estágio de otimizações foi finalizado com a apreciação dos resultados da modelagem econômica.

Posteriormente, outros parâmetros operacionais também foram otimizados com a finalidade de se verificar o impacto dos mesmos sobre a performance do CRO. Por este motivo,

a maximização da eficiência exergética e minimização dos custos específicos do investimento foram também definidos como função objetivo na segunda fase de otimizações. A razão pela qual a maximização da eficiência exergética foi eleita como função objetivo nesta etapa das otimizações é justificada pelo fato de que este parâmetro e a potência líquida produzida pelos ciclos são os que melhor representam o desempenho termodinâmico dos CROs por contemplarem tanto a potência fornecida para consumo final, quanto o rendimento do sistema considerando as perdas por ação de irreversibilidades. Já a minimização dos custos específicos do investimento também foi escolhida como função objetivo por melhor retratar a modelagem econômica efetuada em virtude de englobar parâmetros importantes como potência líquida produzida pelos ciclos, custo total do investimento e demais custos relevantes que são aplicados na prática.

No que tange aos parâmetros operacionais, o CRO regenerativo foi otimizado na condição operacional modificando-se 8 parâmetros. Os dois primeiros parâmetros variados foram a pressão e a temperatura na entrada da turbina. O terceiro e quarto foram a razão de pressão entre P_2 e P_1 e entre P_3 e P_1. Os outros parâmetros variados foram a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do AAF, a diferença de temperatura de sub-resfriamento no economizador, a diferença de temperaturas entre a entrada dos gases de exaustão no evaporador 01 e a saída do fluido de trabalho no equipamento e, por fim, a diferença de temperaturas entre a entrada do fluido no evaporador 02 e a saída dos gases de exaustão no equipamento.

Esta lógica foi adotada na otimização da potência líquida e demais parâmetros de operação. Logo, todas as otimizações contaram com os diferentes intervalos de variação dos parâmetros de operação e restrições aplicadas ao CRO Regenerativo para cada mistura estudada, alterando somente a função objetivo dependendo do foco da análise.

A fim de analisar a influência dos parâmetros de entrada no funcionamento do CRO Regenerativo estudado, foram feitos, para cada mistura zeotrópica, estudos variando cada um desses parâmetros.

A Tabela 16 mostra os intervalos de variação dos parâmetros operacionais para o CRO Regenerativo para cada mistura estudada.

Tabela 16 - Parâmetros das otimizações pelo método de gradiente conjugado e restrições utilizadas

Mistura	P_1 min - máx	T_1 min - máx	P_2/P_1 min - máx	P_3/P_1 min - máx
	[kPa]	[K]	-	-
R227ea/R245fa	2960-3580	500,5-530,0	0,32-0,70	0,20-0,80
MDM/R134a	1800-1955	523,0-526,0	0,55-0,80	0,50-0,80
MD2M/R134a	1850-2850	554,0	0,75-0,90	0,60-0,90
D4/R134a	2200-2920	546,9-554,9	0,51-0,90	0,43-0,90
Mistura	**ΔT_AAF min - máx**	**ΔT_subres min - máx**	**ΔT_EVP 01 min - máx**	**ΔT_EVP 02 min - máx**
	[K]	[K]	[K]	[K]
R227ea/R245fa	10-40	47-80	115,0-150,0	150-185
MDM/R134a	10-35	10-14	182,0-185,0	150-175
MD2M/R134a	10-43	10-16	155,0-156,0	144-172
D4/R134a	10-70	1-30	143,0-156,6	130-153

Fonte: Elaborado pelo autor.

Finalmente, a Tabela 17 resume as informações sobre os parâmetros considerados durante a execução das otimizações pelo método do gradiente conjugado e as restrições aplicadas ao ciclo. O método do gradiente conjugado presente na biblioteca do EES, foi utilizado na otimização das variáveis mencionadas.

Tabela 17 - Parâmetros das otimizações pelo método de gradiente conjugado e restrições utilizadas

Variável	UM	Valor
Parâmetros das otimizações pelo método de gradiente conjugado:		
Número de gerações	-	800
Taxa de mutação	-	0,0001
Restrições aos ciclos modelados:		
Consumo exergético unitário	-	≥ 1
Geração de entropia em cada componente do ciclo	kW	≥ 0
Irreversibilidade gerada em cada equipamento do ciclo	kW	≥ 0
Temperatura de saída do ciclo do ar quente do resfriador de clínquer	°C	≥ 114,00
Temperatura de saída do ciclo do gás de exaustão do pré-aquecedor	°C	≥ 228,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

5 RESULTADOS

Neste capítulo, os resultados encontrados no desenvolvimento deste estudo são apresentados e discutidos. Inicialmente, são avaliados os resultados da modelagem do CRO ideal. Logo depois, os resultados termodinâmicos e econômicos colhidos na otimização do ciclo proposto tendo a maximização da potência líquida e a minimização do custo específico para geração de eletricidade como funções objetivas são mostrados e confrontados.

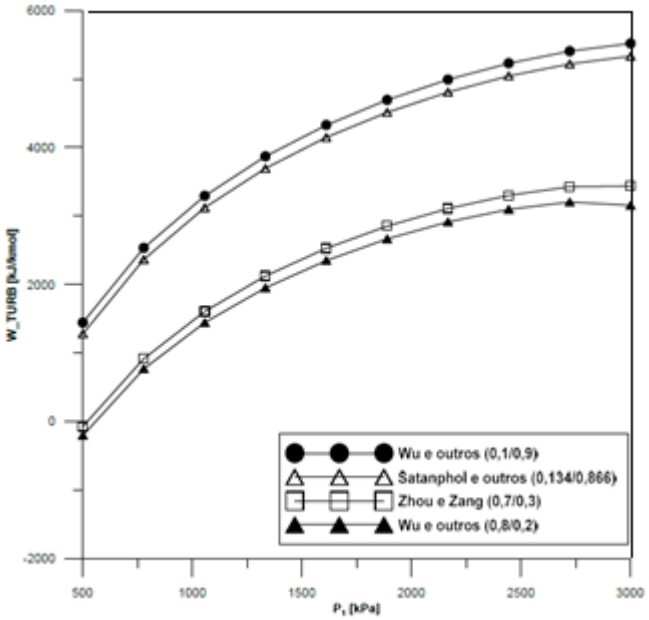
5.1 CRO ideal

Utilizando as referências sobre misturas zeotrópicas estudadas e afim de obter melhor composição dessas misturas no Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo apresentado, foi elaborado um Ciclo Rankine Orgânico Ideal, com os parâmetros de entrada a serem trabalhados no ciclo sugerido, a fim de comparar e selecionar as misturas e composições com melhores desempenhos a serem utilizadas.

5.1.1 Mistura R227ea e R245fa

Essa mistura foi estudada pelos autores Wu e outros (2016), com aplicação de ar quente como fonte de calor em um CRO, Satanphol e outros (2017) para recuperação de calor e Zhou e Zang (2016) em comparação do CRO com o PEORC. Foi feita a simulação do CRO Simples Ideal, no Software EES, de todas as composições apresentadas pelos autores e também a simulação da variação da composição para obter o melhor desempenho. Essas simulações podem ser observadas na Figura 14. De acordo com os limites críticos de pressão dessa mistura, a pressão máxima simulada foi de 3000 kPa.

Figura 14 – Comparação da composição das misturas R227ea e R245fa em relação à potência gerada no Ciclo



v

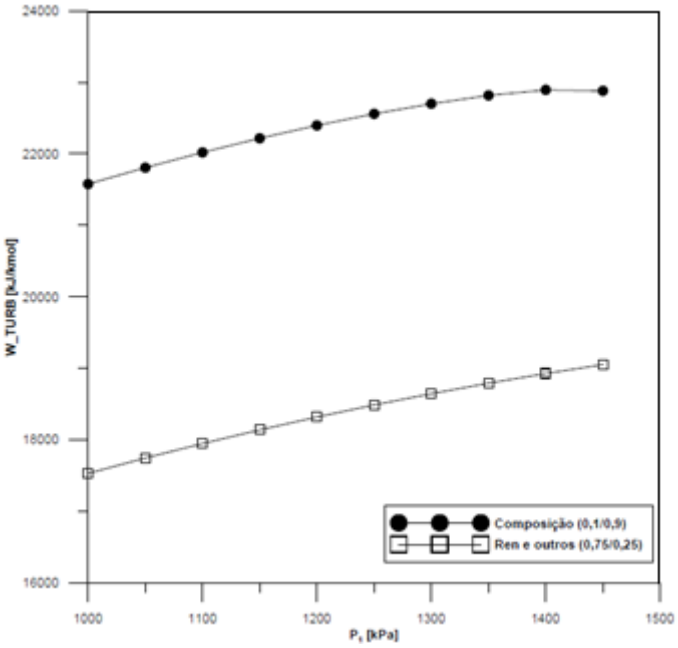
Fonte: Elaborada pelo autor

Pode-se observar que a composição que obteve a melhor potência com as propriedades de entrada do ciclo sugerido foi a apresentada por Wu e outros (2016). Ao variar a composição da mistura R227ea e R245fa, notou-se que esta apresenta maior potência específica de 5520 kJ/kmol a uma pressão de 3000 kPa quando a composição é de 0,1/0,9, o que condiz com o Wu e outros (2016).

5.1.2 Mistura MM e MDM

Essa mistura foi estudada por Ren e outros (2018) no Ciclo Combinado de Turbina a Gás e no Ciclo Rankine Orgânico (TG-CRO). A simulação da composição apresentada pelo autor e também a simulação da variação da composição para obter a melhor potência podem ser observadas na Figura 15. De acordo com os limites críticos de pressão dessa mistura, a pressão máxima simulada foi de 1500 kPa.

Figura 15– Comparação da composição das misturas MM e MDM em relação à potência gerada no Ciclo



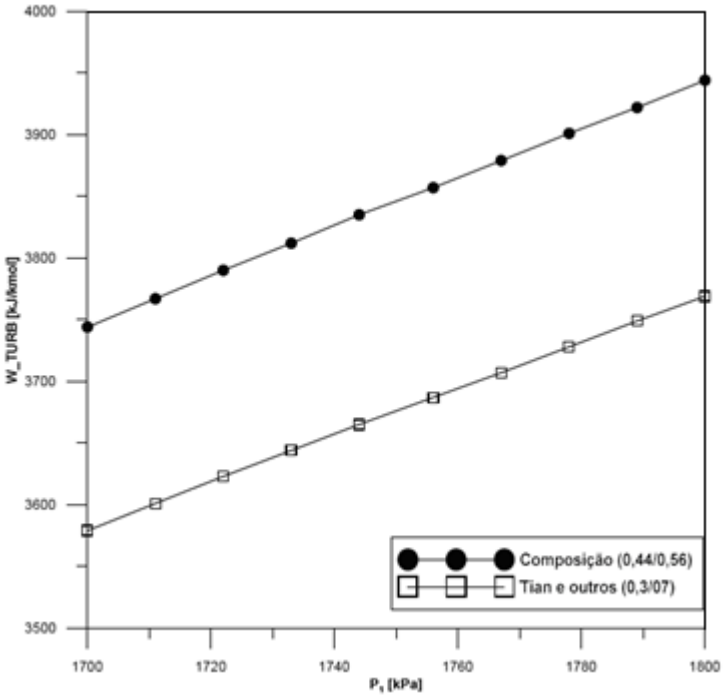
Fonte: Elaborada pelo autor

A composição apresentada por Ren e outros (2018) não é a mais adequada aos dados do ciclo sugerido, dessa forma, ao fazer a simulação da variação da composição dessa mistura, observou-se que a composição de 0,1/0,9 obteve melhor potência, 22882 kJ/kmol, a uma pressão de 1450 kPa.

5.1.3 Mistura MDM e R134a

Essa mistura também foi estudada por Tian e outros (2017). A simulação da composição apresentada pelo autor e também a simulação da variação da composição para obter a melhor potência podem ser observadas na Figura 16. De acordo com os limites críticos de pressão dessa mistura, a pressão máxima simulada foi de 1800 kPa.

Figura 16 – Comparação da composição das misturas MDM e R134a em relação à potência gerada no Ciclo



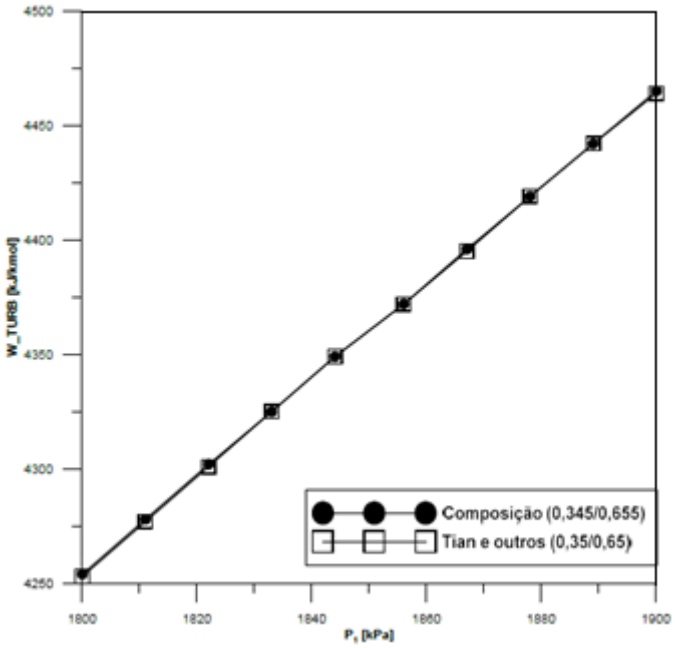
Fonte: Elaborada pelo autor

A composição apresentada por Tian e outros (2017) apresentou resultados satisfatórios, ou seja, a composição escolhida por eles chegou bem próxima da composição que apresenta melhor potência específica no CRO estudado neste trabalho. No entanto, ao calcular a potência variando a composição, observou-se que a composição de 0,44/0,56 obteve melhor potência ao comparar com a abordada por Tian e outros (2017), de 5606 kJ/kmol a uma pressão de 1800 kPa.

5.1.4 Mistura MD2M e R134a

Essa mistura também foi estudada por Tian e outros (2017). A simulação da composição apresentada pelo autor e também a simulação da variação da composição para obter a melhor potência podem ser observadas na Figura 17. De acordo com os limites críticos de pressão dessa mistura, a pressão máxima simulada foi de 1900 kPa.

Figura 17 – Comparação da composição das misturas MD2M e R134a em relação à potência gerada no Ciclo



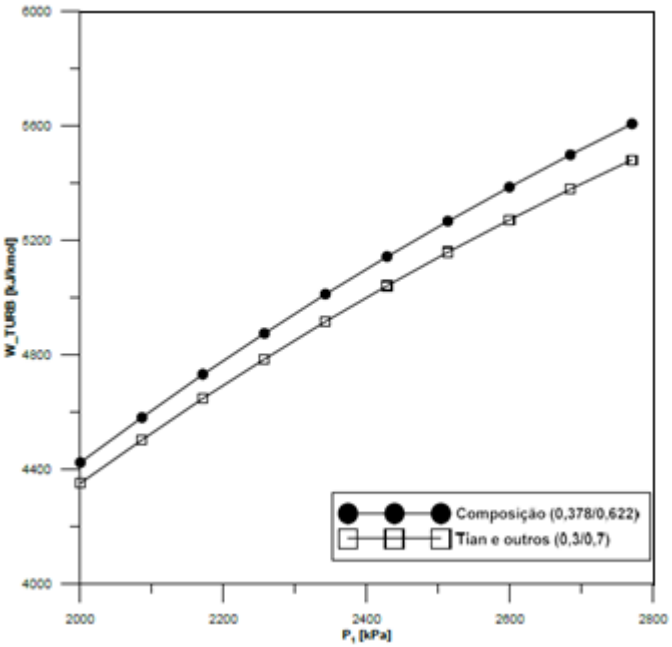
Fonte: Elaborada pelo autor

A composição escolhida por Tian e outros (2017) chegou bem próxima da composição que apresenta melhor potência específica no CRO estudado neste trabalho. Desta forma, com uma pequena diferença na composição, a composição que obteve melhor resultado foi de 0,345/0,655, gerando uma potência de 4465 kJ/kmol a uma pressão de 1900 kPa.

5.1.5 Mistura D4 e R134a

Essa mistura foi estudada por Tian e outros (2017) na recuperação de calor em Ciclo Rankine Orgânico de ciclo duplo (DORC). A simulação da composição apresentada pelo autor e também a simulação da variação da composição para obter a melhor potência podem ser observadas na Figura 18. De acordo com os limites críticos de pressão dessa mistura, a pressão máxima simulada foi de 2770 kPa.

Figura 18 – Comparação da composição das misturas D4 e R134a em relação à potência gerada no Ciclo



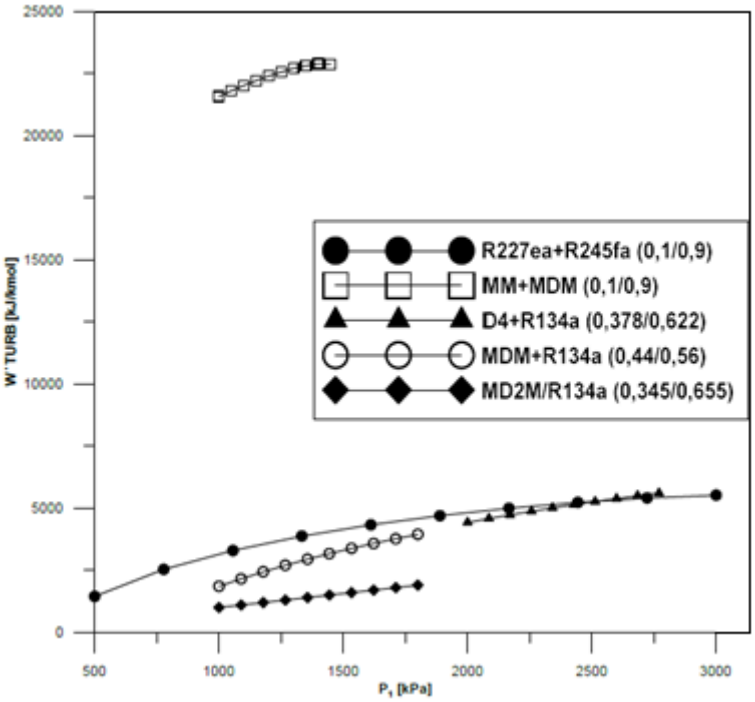
Fonte: Elaborada pelo autor

Novamente, a composição escolhida por Tian e outros (2017) chegou bem próxima da composição que apresenta melhor potência específica no CRO estudado neste trabalho. Desta forma, ao calcular a potência variando a composição de 0,1 a 1, observou-se que a composição que obteve maior potência ao comparar com a abordada pelos autores foi de 0,378/0,622, no valor de 5606 kJ/kmol a uma pressão de 2770 kPa.

5.1.6 Comparação das misturas estudadas

Com o intuito de observar qual das misturas obteve melhor potência específica considerando a composição de cada mistura estudada, a Figura 19 mostra todas as misturas em função da pressão de entrada e da potência específica calculada.

Figura 19 - Comparação de todas as misturas estudadas



Fonte: Elaborada pelo autor

Pode-se observar que a mistura MM/MDM apresentou a melhor potência específica no CRO Simples Ideal estudado, porém a pressão de saída do condensador foi menor que a pressão atmosférica, sendo ela de 3,727 kPa, portanto seria necessário fazer o vácuo no condensador, aumentando o custo total do sistema. Desta forma a mistura MM/MDM foi descartada do estudo. As outras misturas, mesmo que apresentando a potência específica não muito altas, serão o foco na continuidade da análise aqui apresentada. Isto é, as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a foram utilizadas para comparar o desempenho e custo total de operação afim de encontrar a mistura mais adequada, ou seja, que forneça maior potência específica, maior eficiência térmica e exergética e menor custo específico de investimento do CRO proposto.

Os resultados mais importantes encontrados na simulação do ciclo ideal no ponto de máxima produção de potência líquida específica e eficiência térmica como a pressão ótima de operação e temperatura na entrada da turbina estão demonstrados na Tabela 18. Após determinar a pressão ótima de operação para cada fluido de trabalho no CRO ideal, a mesma foi empregada como dado de entrada durante as otimizações do CRO real proposto neste estudo.

Tabela 18 - Resultados da simulação do CRO ideal

Mistura	P_1	T_1	Fração molar (mf)	ηth	W_liq
	[kPa]	[K]	-	[%]	[kJ/kmol]
R227ea/R245fa	3000	411,8	0,100/0,900	16,85	5520
MDM/R134a	1800	506,3	0,440/0,560	5,31	3944
MD2M/R134a	1900	537,8	0,345/0,655	5,21	4465
D4/R134a	2770	538,8	0,378/0,622	6,91	5606

Fonte: Elaborado pelo autor.

5.2 Resultados obtidos com variação dos parâmetros de operação

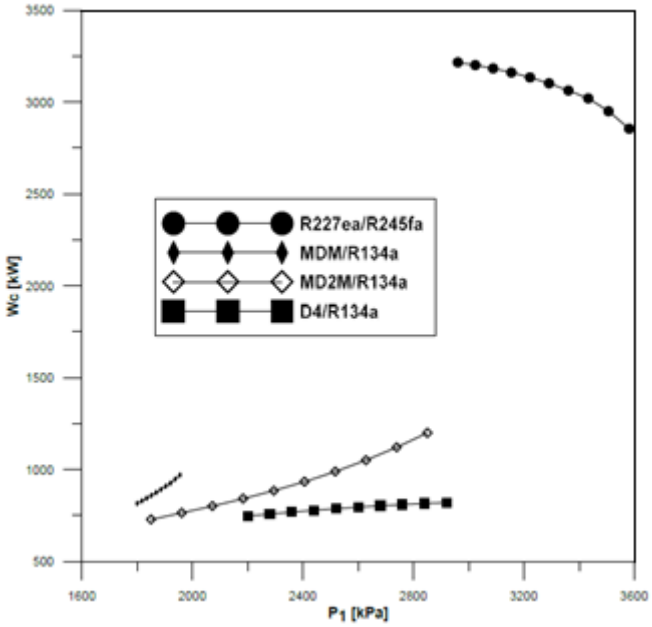
Nesta seção, as configurações do CRO Regenerativo mostradas no tópico 4.3 foram modeladas e otimizadas tendo por função objetivo maximizar a potência líquida e minimizar os custos específicos de investimento gerada pelo ciclo conforme descrito na seção 4.5 deste estudo. Os resultados das otimizações dos parâmetros de operação estão disponíveis nas Tabelas B.1a a B.8d do Apêndice B e nas Tabelas C.1 a C.8 do Apêndice C. A seleção final dos parâmetros escolhidos que maximizaram a potência e diminuíram os custos se encontram nas Tabelas D.1 a D.4 do Apêndice D. Os principais resultados termodinâmicos dos ciclos são exibidos e analisados a seguir.

5.2.1 Parâmetro: Pressão na entrada da turbina

A influência da variação da pressão na potência específica do CRO estudado pode ser observado na Figura 20 para as misturas em foco. Observa-se que a mistura R227ea/R245fa ofereceu uma potência mais elevada (da ordem de 3000-3250 kW) que as outras misturas, as quais por sua vez ofereceram uma potência na faixa entre 750 e 1000 kW. Note ainda que a primeira mistura antes mencionada, operou com uma pressão superior que as outras três consideradas. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar uma potência maior que as restantes explica-se por se operar a turbina com uma vazão molar maior que as outras misturas consideradas, ou seja, a mistura em questão permite o aproveitamento da energia da fonte térmica com maior geração de vazão, o que aumenta a potência gerada na turbina e no ciclo. Comparativamente os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas em foco, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.1a até Tabela B.1d. Por este motivo,

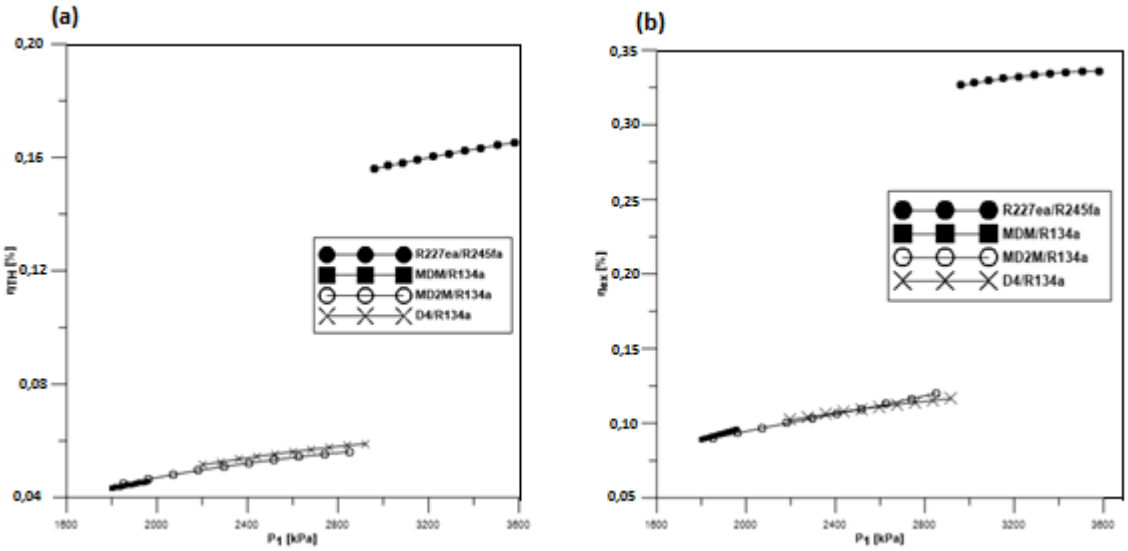
as eficiências térmicas e exergéticas seguiram um comportamento semelhante, como pode ser visto na Figura 21. Ou seja, sendo a mesma fonte térmica em análise, ao se ter uma maior geração de potência com a mistura R227ea/R245fa as eficiências térmicas e exergéticas também apresentaram valores mais altos que para as misturas restantes.

Figura 20 – Influência da variação de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas



Fonte: Elaborada pelo autor

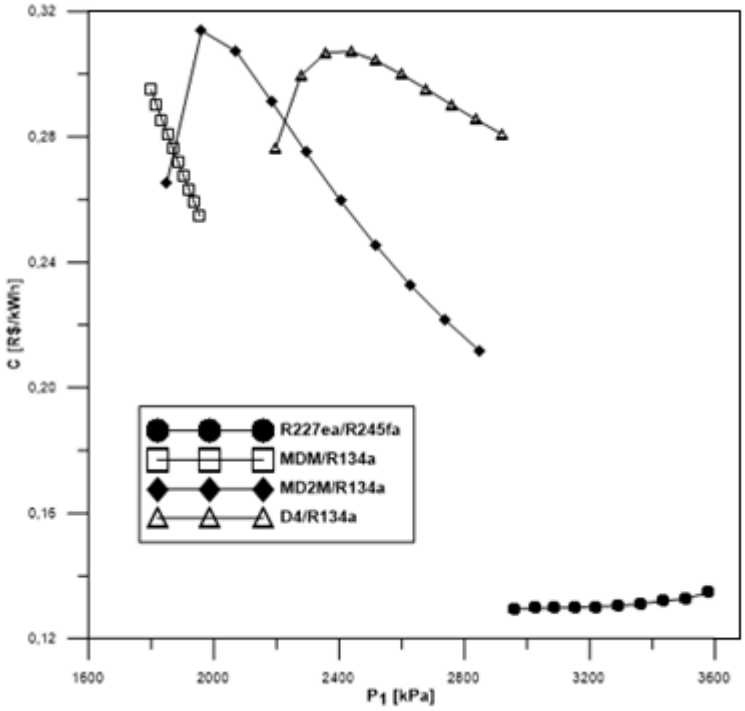
Figura 21 – Influência da variação de pressão nas eficiências térmica (a) e exergética (b) do CRO Regenerativo em todas as misturas



Fonte: Elaborada pelo autor

Para complementar o efeito da pressão na entrada da turbina no desempenho do ciclo, apresenta-se, na Figura 22, sua influência sobre o custo de geração. Nota-se que a mistura R227ea/R245fa obteve o menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se a dois motivos. O primeiro foi a maior geração de potência, conforme explicado anteriormente. O segundo foi a menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.1 do Apêndice C.

Figura 22 – Influência da variação de pressão no custo específico de investimento para geração de eletricidade do CRO Regenerativo



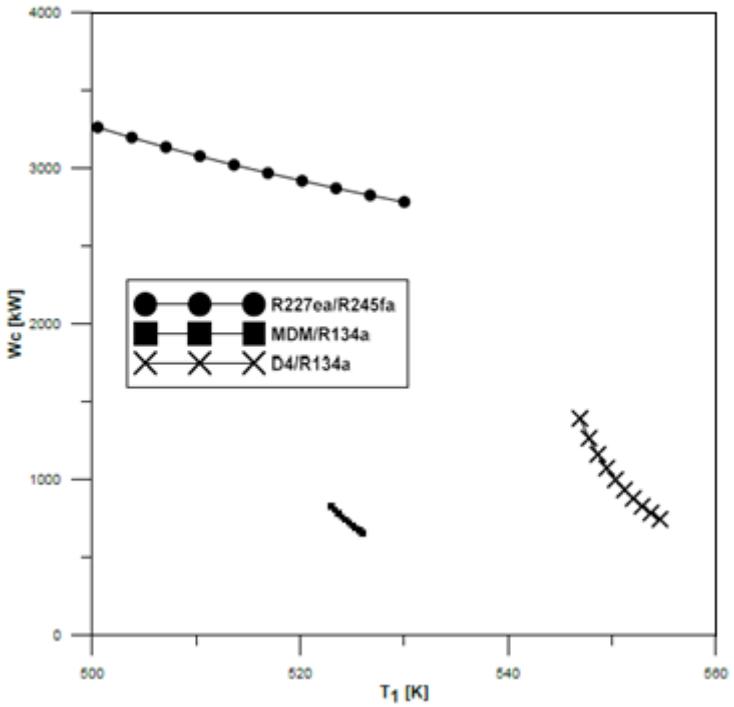
Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.2 Parâmetro: Temperatura na entrada da turbina

A Figura 23 apresenta a influência da variação da temperatura na potência específica do CRO estudado operando com as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a. A mistura MD2M/R134a não apresentou nenhuma variação na potência. Observa-se que a mistura R227ea/R245fa ofereceu potência mais elevada entre 2600 e 3350 kW, já as demais misturas ofereceram potência na faixa entre 500 e 1500 kW. Novamente pode-se observar que a mistura R227ea/R134a operou com uma pressão superior que as outras duas consideradas. O fato desta mistura apresentar uma potência maior que as restantes também pode ser explicado pelo fato

de a mistura permitir maior aproveitamento de energia da fonte térmica com a maior geração de vazão molar, aumentando a potência gerada tanto na turbina quanto no ciclo. Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas estudadas, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.2a até Tabela B.2d.

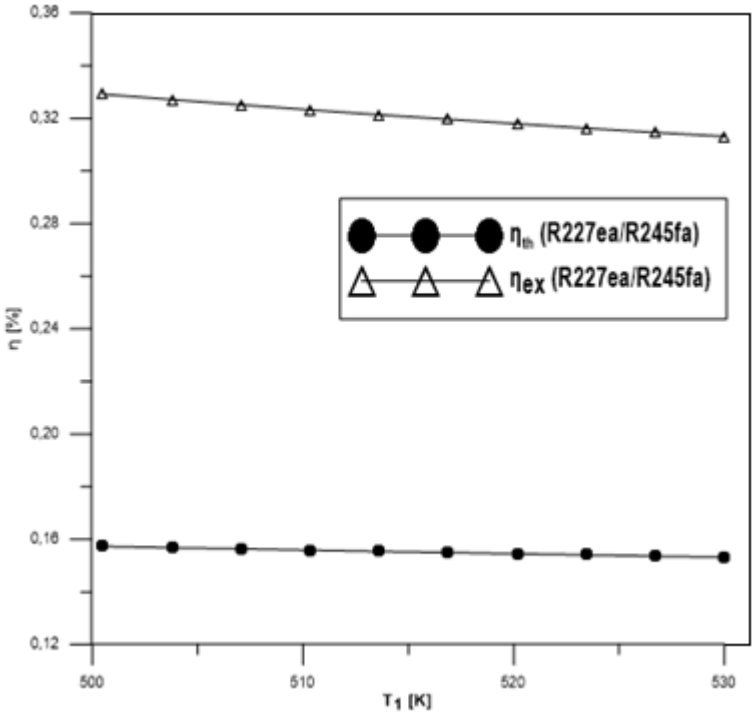
Figura 23 – Influência da variação de temperatura na potência específica do CRO Regenerativo para as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a



Fonte: Elaborada pelo autor

As eficiências térmicas e exergéticas seguiram um comportamento semelhante, porém a única mistura que obteve variação considerável foi a R227ea/R245fa, como pode ser visto na Figura 24. Como a geração de potência foi maior para esta mistura, as eficiências térmicas e exergéticas também apresentaram valores mais altos comparados às demais misturas.

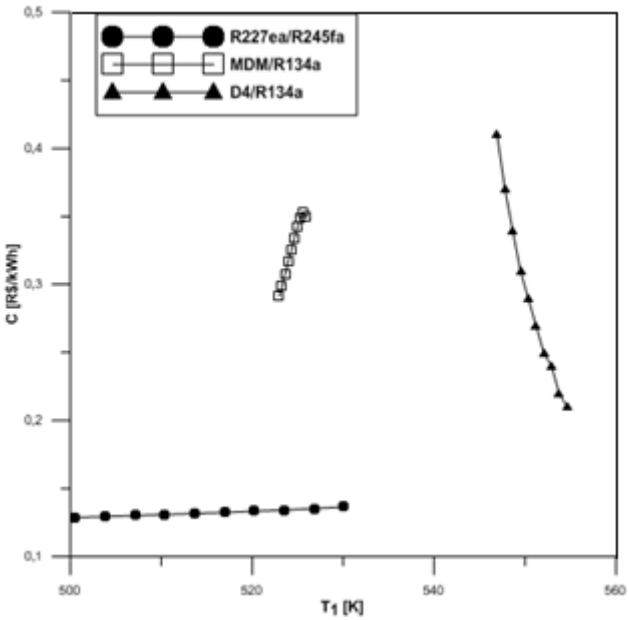
Figura 24 – Influência da variação de temperatura nas eficiências térmica e exergética do CRO Regenerativo na mistura R227ea/R245fa



Fonte: Elaborada pelo autor

A Figura 25 apresenta a influência da temperatura na entrada da turbina sobre o custo específico de geração de eletricidade no desempenho do ciclo operando com as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a, já que a mistura MD2M/R134a não apresentou variação em seus resultados. Compreende-se que a mistura R227ea/R245fa obteve o menor custo ao comparar com as demais misturas. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor também pode ser explicado pelos motivos antes mencionados: maior geração de potência e menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.2 do Apêndice C.

Figura 25 – Influência da variação de temperatura no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/134ª

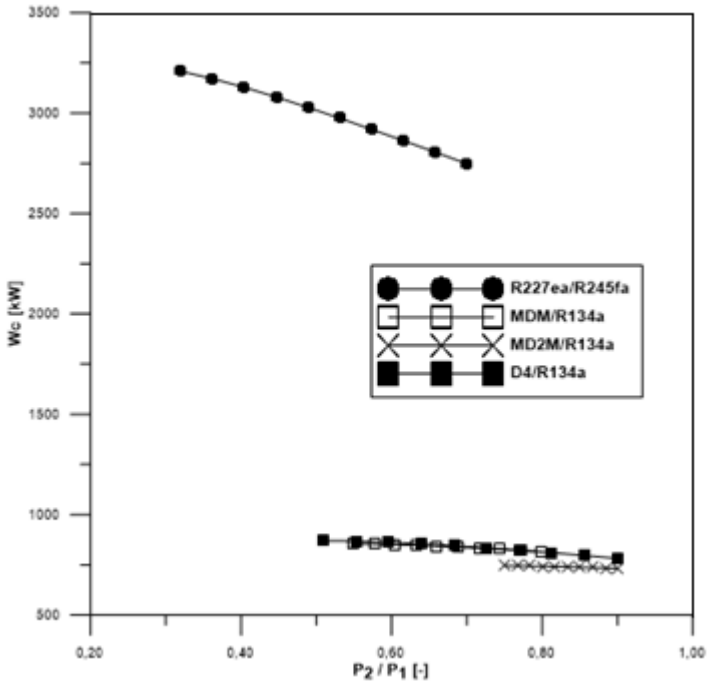


Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.3 Parâmetro: Razão de pressão entre estado 2 e 1

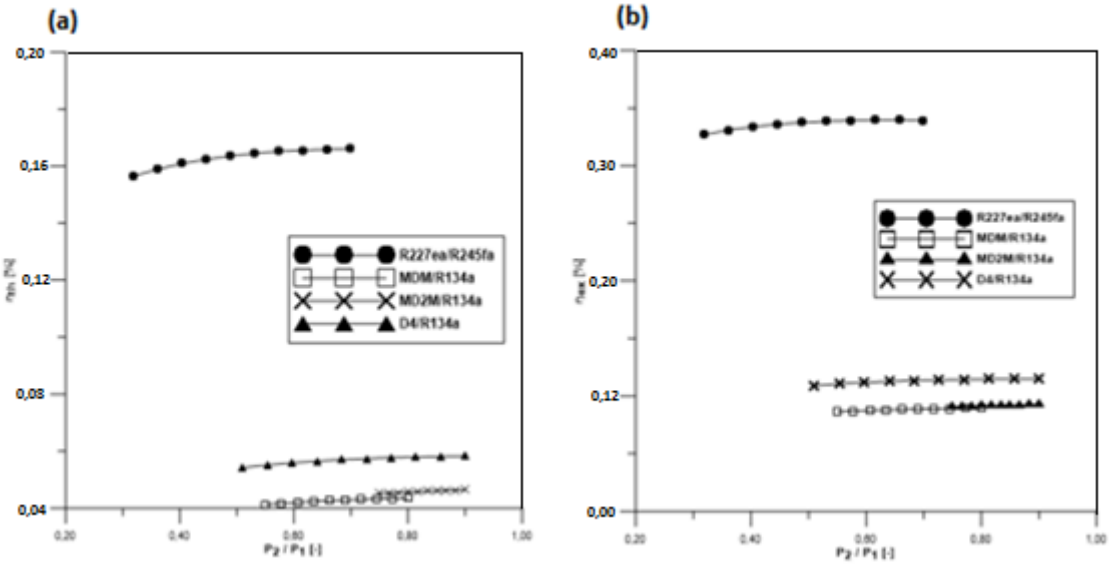
A influência da variação da razão de pressão entre os estados 2 e 1 na potência específica do CRO estudado pode ser observado na Figura 26 para as misturas em foco. Observa-se que a mistura R227ea/R245fa manteve o padrão oferecendo uma potência mais elevada que as outras misturas na faixa de 2500 e 3250 kW, as quais por sua vez ofereceram uma potência entre 600 e 900 kW. A primeira mistura antes mencionada, operou com uma pressão superior às outras três consideradas, como nos casos anteriores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar uma potência maior que as restantes se explica pelas mesmas razões anteriormente citadas, visto que esta mistura operou com vazão molar maior que as demais. Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas em foco, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.3a até Tabela B.3d. Por este motivo, as eficiências térmicas e exergéticas também seguiram um comportamento semelhante, como pode ser visto na Figura 27. Ou seja, sendo a mesma fonte térmica em análise, ao se ter uma maior geração de potência com a mistura R227ea/R245fa as eficiências térmicas e exergéticas também apresentaram valores mais altos que para as misturas restantes.

Figura 26 – Influência da variação de razão de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 27 – Influência da variação de razão de pressão nas eficiências térmica (a) e exergética (b) do CRO Regenerativo em todas as misturas

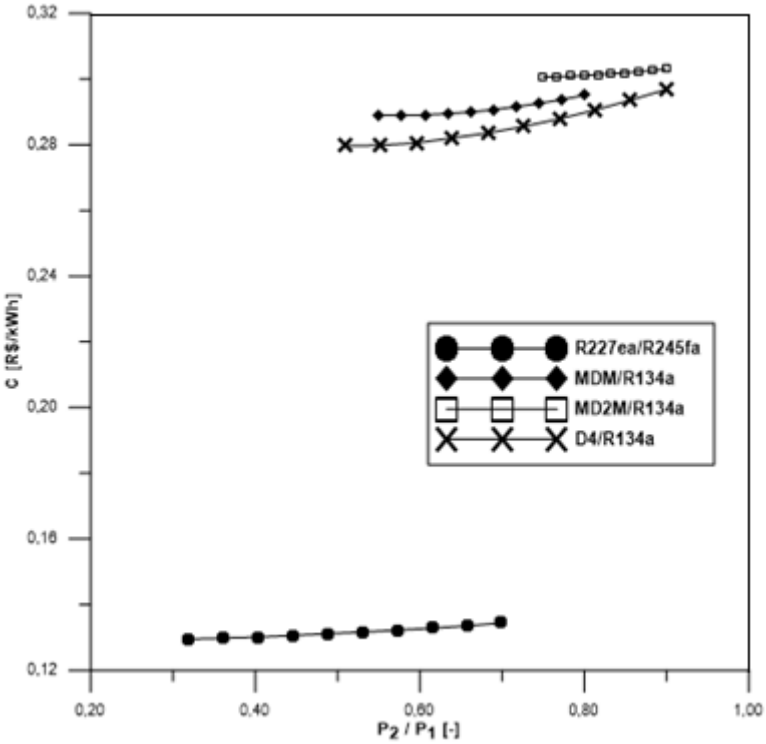


Fonte: Elaborada pelo autor

Para complementar o efeito da razão de pressão entre os estados 2 e 1 no desempenho do ciclo, apresenta-se na Figura 28, sua influência sobre o custo de geração. Nota-se que a

mistura R227ea/R245fa obteve o menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se pelos mesmos motivos citados nos casos anteriores. O primeiro foi a maior geração de potência e o segundo foi a menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.3 do Apêndice C.

Figura 28 – Influência da variação de razão de pressão no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo

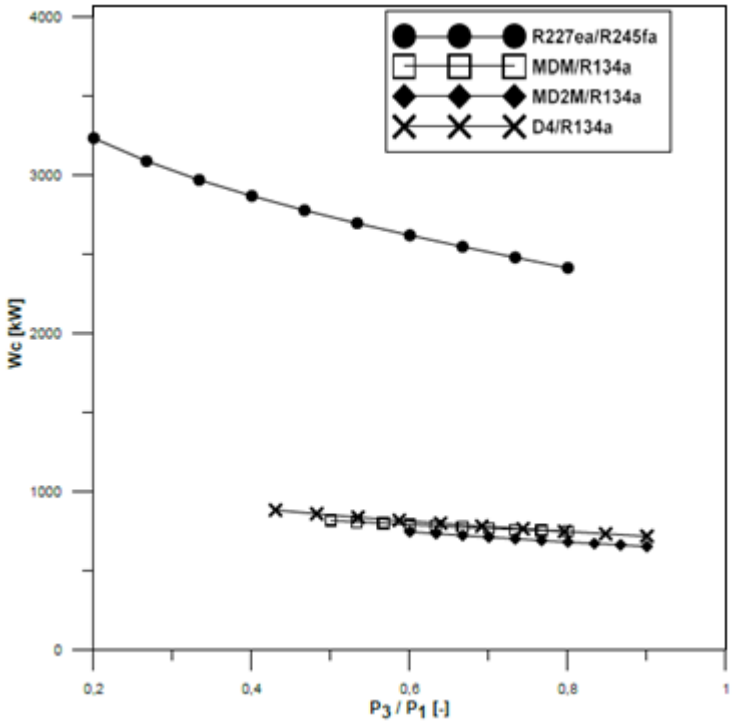


Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.4 Parâmetro: Razão de pressão entre o estado 3 e 1

A Figura 29 apresenta a influência da variação da razão de pressão entre os estados 3 e 1 na potência específica do CRO estudado operando com as misturas em foco. Observa-se que a mistura R227ea/R245fa ofereceu potência mais elevada entre 2500 e 3150 kW, já as demais misturas ofereceram potência na faixa entre 700 e 1000 kW. Novamente pode-se observar que a mistura R227ea/R134a operou com uma pressão superior às demais. O fato desta mistura apresentar uma potência maior que as restantes se dá pelas vazões molares permanecem mais altas ao comparar com as demais misturas.

Figura 29 – Influência da variação de razão de pressão na potência específica do CRO Regenerativo para todas as misturas

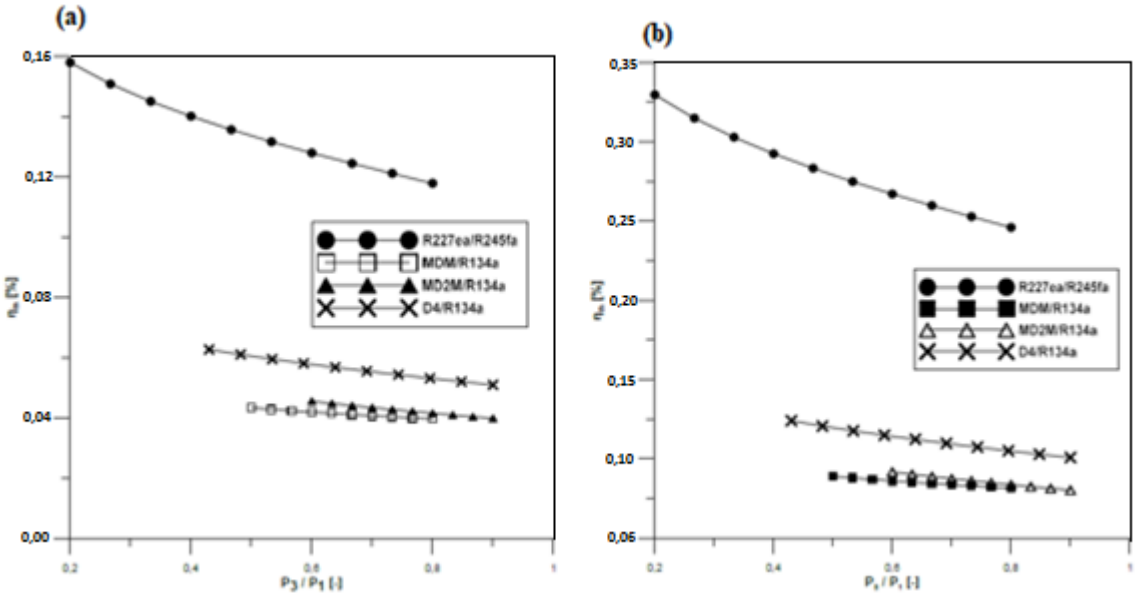


Fonte: Elaborada pelo autor

Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas estudadas, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.4a até Tabela B.4d. As eficiências térmicas e exergéticas seguem um comportamento semelhante, como pode ser visto na Figura 24. Como a geração de potência foi maior para a mistura R227ea/R245fa, as eficiências térmicas e exergéticas também apresentaram valores mais altos comparados às demais misturas.

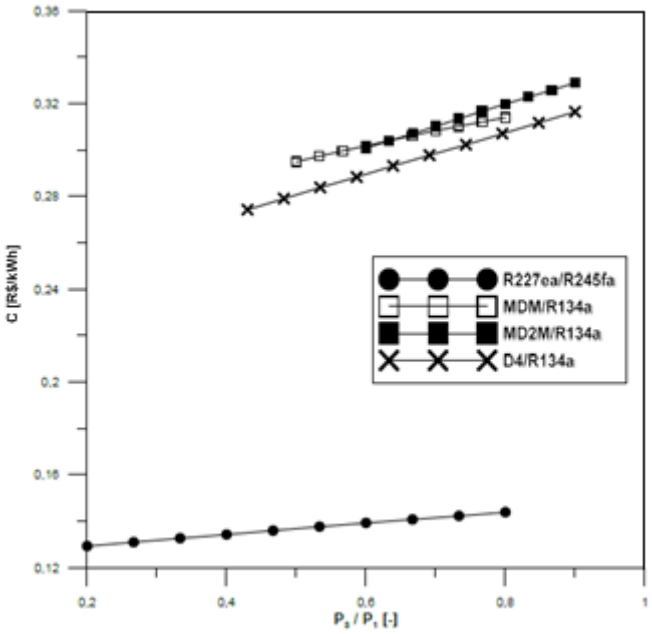
Para complementar o efeito da razão de pressão entre os estados 3 e 1 no desempenho do ciclo, apresenta-se na Figura 31, sua influência sobre o custo de geração. Nota-se que a mistura R227ea/R245fa também obteve o menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores, assim como descrito nos parâmetros anteriores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se pela maior geração de potência e pela menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.4 do Apêndice C.

Figura 30 – Influência da variação de razão de pressão nas eficiências térmica (a) e exergética (b) do CRO Regenerativo em todas as misturas



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 31 – Influência da variação de razão de pressão no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo



Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.5 Parâmetro: Diferença de temperatura no AAF

Este parâmetro alterou minimamente os valores da maioria dos parâmetros objetivos de todos os fluidos. As eficiências térmicas e exergéticas para todas as misturas também não sofreram alterações significativas ao aumentar a diferença de temperatura. Em relação à avaliação econômica, o custo específico para geração de eletricidade também houve variação muito baixa ao aumentar a diferença de temperatura.

De acordo com os resultados, a mistura R227ea/R245fa também ofereceu potência mais elevada e operou com pressão superior que as demais. Este fato também é explicado pelo CRO operar com essa mistura com uma vazão molar maior que as outras consideradas. Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas em foco, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.5a até Tabela B.5d. Por este motivo, as eficiências térmicas e exergéticas seguiram um comportamento semelhante. A mistura R227ea/R245fa também obteve menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se a dois motivos. O primeiro foi a maior geração de potência, conforme explicado anteriormente. O segundo foi a menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.5 do Apêndice C.

5.2.6 Parâmetro: Diferença de temperatura no Economizador

Este parâmetro não alterou os valores da potência de nenhuma das misturas estudadas. As eficiências térmicas e exergéticas também não sofreram alterações significativas ao aumentar a diferença de temperatura.

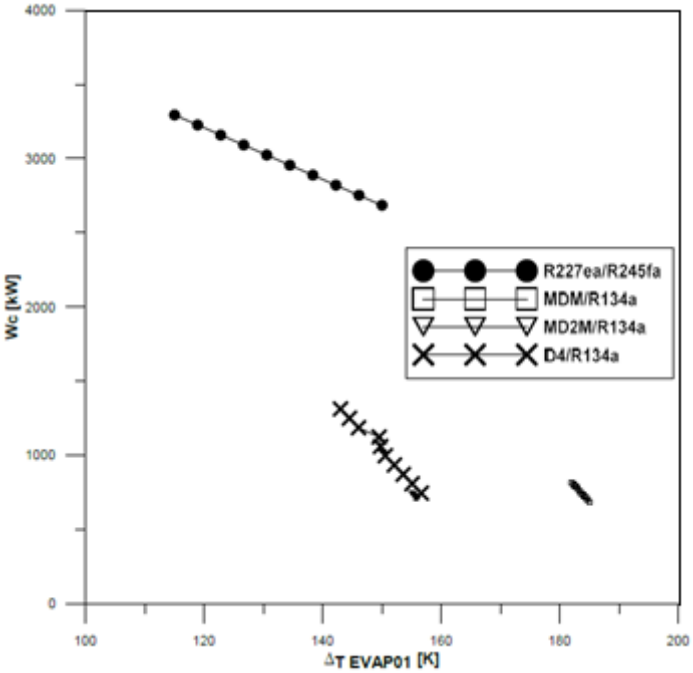
A mistura R227ea/R245fa também ofereceu potência mais elevada e operou com pressão superior que as demais. Este fato também é explicado pelo CRO operar com essa mistura com uma vazão molar maior que as outras consideradas. Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas em foco, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.6a até Tabela B.6d. Por este motivo, as eficiências térmicas e exergéticas seguiram um comportamento semelhante. A mistura R227ea/R245fa também obteve menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se a dois motivos. O primeiro foi a maior geração de potência, conforme explicado anteriormente. O segundo foi a

menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.6 do Apêndice C.

5.2.7 Parâmetro: Diferença de temperatura no Evaporador 01

A Figura 32 apresenta a influência da variação da temperatura no evaporador 01 na potência específica do CRO estudado operando com as misturas em foco. Observa-se que a mistura R227ea/R245fa ofereceu potência mais elevada entre 2500 e 3500 kW, já as demais misturas ofereceram potência na faixa entre 500 e 1500 kW. Novamente pode-se observar que a mistura R227ea/R134a opera com uma pressão superior às demais. O fato desta mistura apresentar uma potência maior que as restantes se dá pelas vazões molares permanecerem mais altas ao comparar com as demais misturas.

Figura 32 – Influência da variação de diferença de temperatura na potência específica do CRO Regenerativo nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/R134a



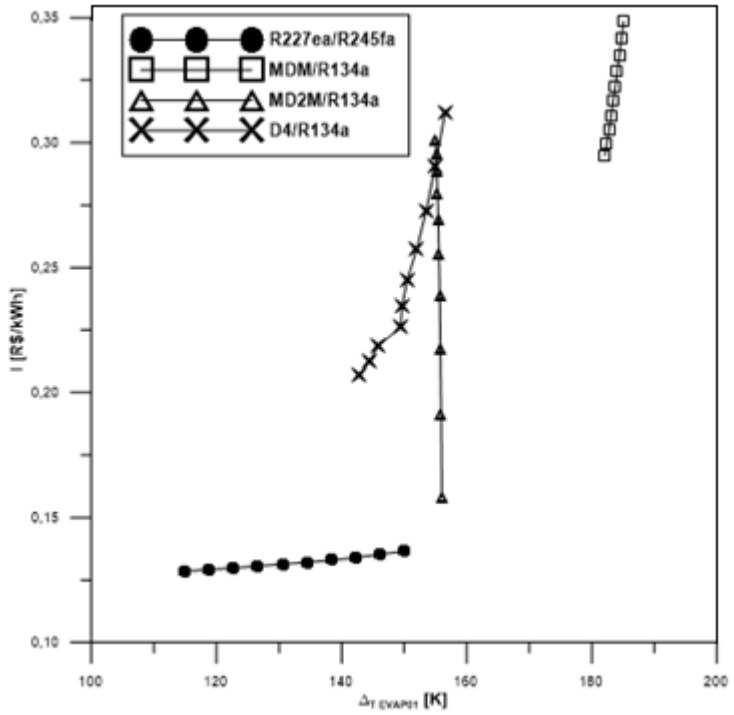
Fonte: Elaborada pelo autor

As eficiências térmicas não sofreram alterações para nenhuma mistura ao aumentar a diferença de temperatura. Já as eficiências exergéticas tiveram alterações, porém inexpressivas. Comparando os valores das eficiências entre as misturas, estas seguiram um comportamento semelhante à potência. Ou seja, sendo a mesma fonte térmica em análise, ao se ter uma maior

geração de potência com a mistura R227ea/R245fa as eficiências térmicas e exergéticas também apresentaram valores mais altos que para as misturas restantes.

Para complementar o efeito da diferença de temperatura no evaporador 01 no desempenho do ciclo, apresenta-se na Figura 33, sua influência sobre o custo de geração. Nota-se que a mistura R227ea/R245fa obteve o menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se a dois motivos. O primeiro foi a maior geração de potência, conforme explicado anteriormente. O segundo foi a menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.7 do Apêndice C.

Figura 33 – Influência da variação de temperatura no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a e D4/134ª



Fonte: Elaborada pelo autor

5.2.8 Parâmetro: Diferença de temperatura no Evaporador 02

Este parâmetro não alterou os valores da potência de nenhuma das misturas estudadas. As eficiências térmicas não sofreram alterações para nenhuma mistura ao aumentar a diferença de temperatura e as eficiências exergéticas tiveram alteração muito baixa. O custo específico

para geração de eletricidade diminuiu para todas as misturas ao aumentar a diferença de temperatura.

A potência mais elevada foi produzida ao operar com a mistura R227ea/R245fa, a qual também operou com pressão superior que as demais. Este fato também é explicado pelo CRO operar com essa mistura com uma vazão molar maior que as outras consideradas. Os resultados das vazões na entrada da turbina, para cada uma das misturas em foco, podem ser consultados no Apêndice B, Tabela B.8a até Tabela B.8d. Por este motivo, as eficiências térmicas e exergéticas seguiram um comportamento semelhante. A mistura R227ea/R245fa também obteve menor custo específico de geração de eletricidade, ao passo que as outras misturas apresentaram custos maiores. O fato da mistura R227ea/R245fa apresentar custo menor deve-se a dois motivos. O primeiro foi a maior geração de potência, conforme explicado anteriormente. O segundo foi a menor área superficial de troca de calor na recuperação de energia da fonte térmica, como pode ser visto na Tabela C.8 do Apêndice C.

5.3 Resultados obtidos com a otimização da potência

Após as variações dos parâmetros a fim de obter os limites mínimos e máximos de cada um, tendo como propósito maximizar a potência líquida produzida pelos mesmos, os novos parâmetros de entrada foram modelados e otimizados. Os resultados das otimizações dos parâmetros de operação estão disponíveis na Tabela E.1 do Apêndice E.

Nesta fase, os principais resultados termodinâmicos colhidos na otimização do CRO Regenerativo estudado são exibidos na Tabela 19.

Tabela 19 - Principais resultados da otimização do CRO Regenerativo

Mistura	$\dot{W}_c$	η_{th}	η_{ex}	C
	[kW]	[%]	[%]	[R$/kWh]
R227ea/R245fa	3295	15,690	34,81	0,1324
MDM/R134a	1054	4,378	9,41	0,2472
MD2M/R134a	1049	5,665	11,67	0,2327
D4/R134a	1615	6,090	3,54	0,1896

Fonte: Elaborado pelo autor.

A mistura R227ea/R245fa superou todos os outros fluidos de trabalho estudados sob o prisma de potência líquida produzida e eficiências térmica e exergética.

Na comparação dos resultados demonstrados, foi observado que o CRO ideal, apresentado na seção 4.1, foi capaz de expandir a geração de potência líquida para todas as misturas zeotrópicas investigadas, sendo que dentre todas as misturas, o fluido R227ea/R245fa também apresentou maior potência líquida no CRO ideal. O decréscimo na performance do sistema regenerativo ocorreu em virtude do incremento na variação de entalpia na turbina, provocada pela diminuição da temperatura do vapor superaquecido na entrada deste componente.

Avaliando o comportamento das misturas estudadas, a R227ea/R245fa se mostrou com maior potência líquida em vista da maior vazão mássica na entrada da turbina, cerca de 31,9%, 31,8% e 49,0% superior às misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a respectivamente. A diferença de entalpia entre a entrada e a saída da turbina do CRO também gerou mais potência líquida e elevou as eficiências térmica e exergética do sistema utilizando essa mistura. As vazões mássicas apresentadas às outras misturas foram mais baixas e até inexpressivas. Percebeu-se também que na perspectiva de eficiência exergética desta mistura houve menor parcela de exergia destruída e que o aumento da produção de potência líquida em conjunto com a menor destruição de exergia no ciclo propiciaram a melhoria na eficiência exergética do sistema. As demais misturas expandiram a produção de entropia nos componentes do ciclo, o que ocasionou aumento das perdas por irreversibilidades e, como consequência, declínio na performance exergética do ciclo.

Alterando o foco da análise para a comparação dos fluidos de trabalho puro apresentados por Moreira e Arrieta (2019) e as misturas zeotrópicas do CRO Regenerativo deste estudo, apurou-se que os fluidos puros geraram mais potência líquida em comparação com o ciclo operando com misturas zeotrópicas na mesma condição de operação. Tal incremento é justificado pelo fato de que o CRO regenerativo usando misturas zeotrópicas operou com pressões e temperaturas mais altas na entrada da turbina em comparação com o CRO operando com misturas puras, o que ocasionou maiores variações de entalpia no equipamento. Isto fez com que o ciclo regenerativo atingisse melhores resultados no contexto de potência líquida produzida ao utilizar fluidos puros.

Além do mais, foi verificado um decréscimo maior nas temperaturas dos fluidos puros entre a entrada da turbina e a entrada da unidade de evaporação. Por este motivo, houve elevação nas temperaturas termodinâmicas médias dos fluidos de trabalho no processo de admissão de calor, minimizando o aporte de calor necessário para a evaporação dos mesmos. Desta forma, a menor quantidade de energia térmica fornecida ao sistema utilizando fluidos

puros, aliada à maior geração de potência na turbina, permitiram ao CRO regenerativo ser mais eficiente termicamente em comparação com o mesmo operando com misturas zeotrópicas.

Ainda, este decremento na diferença de temperatura do fluido de trabalho entre a entrada da turbina e a entrada da unidade de evaporação foi menor utilizando fluidos puros, o que proporcionou menor destruição de exergia nos equipamentos do sistema. Este fato é explicado pela redução na produção de irreversibilidades no ciclo, já que os fluidos trabalharam mais aquecidos e com vazões mássicas mais altas. Portanto, o decaimento na destruição de exergia e o acréscimo na geração de potência líquida no arranjo regenerativo com fluidos puros ampliaram a eficiência exergética do sistema comparado à operação do CRO com misturas zeotrópicas. Por esta razão, constatou-se que as misturas zeotrópicas são menos apropriadas para operação em CROs regenerativos na condição operacional apresentada do que os fluidos puros.

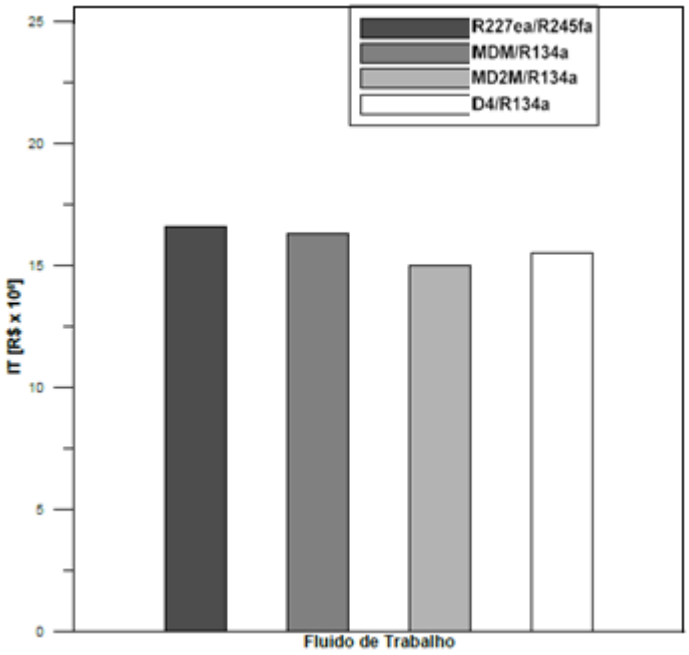
5.3.1 Resultados da modelagem econômica

Após a otimização do ciclo proposto para cada mistura estudada, os mesmos foram averiguados economicamente conforme descrito na seção 4.4. A seguir, os resultados obtidos são analisados.

5.3.1.1 Estimativa de custos

Através dos resultados obtidos, foi verificado que as configurações para as misturas MD2M/R134a e D4/R134a alcançaram custos totais de investimento mais baixos do que as demais como mostrado na Figura 34. A diminuição média neste parâmetro obtida pelo ciclo operando com a mistura R227ea/R245fa correspondeu a 8,08% e 6,52% para a mistura MDM/R134a em comparação com as outras duas.

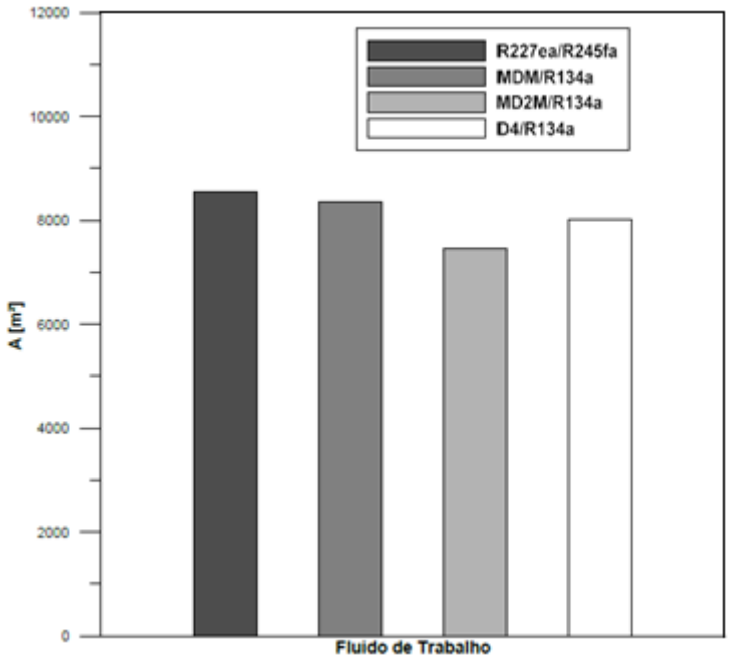
Figura 34 - Comparação dos valores do custo total do investimento para todas as misturas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os decréscimos nos custos totais de investimento obtidos pelo ciclo ocorreram principalmente em razão do crescimento das temperaturas termodinâmicas médias para cada fluido de trabalho no processo de admissão de calor, requisitando menor quantidade de energia térmica para a evaporação dos mesmos. Assim, foi possível diminuir as áreas superficiais de transferência de calor dos demais trocadores. Como resultado o ciclo operou com trocadores de calor com dimensões reduzidas e de custos mais baixos, o que influenciou positivamente os custos totais do investimento do CRO de forma global. A Figura 35 contrasta a área superficial de transferência de calor dos trocadores das misturas.

Figura 35 - Áreas superficiais de transferência de calor dos trocadores do CRO para todas as misturas

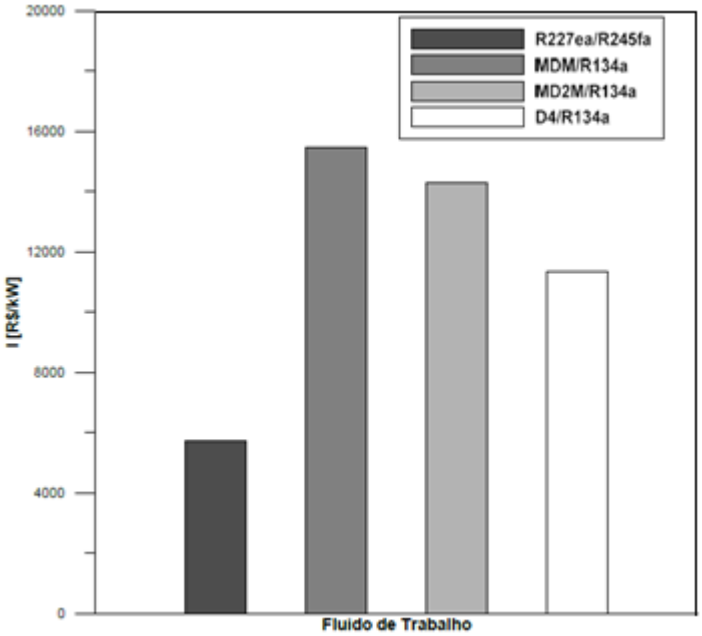


Fonte: Elaborado pelo autor.

Além do mais, foi constatado que a mistura R227ea/R245fa demonstrou-se mais atrativa sob o prisma econômico, pois trabalhando com este fluido o CRO exigiu menor aporte financeiro e conseguiu atingir uma potência específica maior em comparação com as outras três misturas investigadas nesta mesma conjuntura.

Quando o objeto da investigação foi o custo específico do investimento (Figura 36), o padrão de comportamento de custos encontrado na Figura 36 não se manteve, visto que este indicador está relacionado tanto ao custo total do investimento, quanto à geração de potência líquida pelos ciclos. Então, como a mistura R227ea/R245fa obteve potência específica maior que todas as outras misturas, mesmo a área superficial de transferência de calor tendo sido a maior encontrada, o custo específico de investimento alcançou patamares inferiores ao das outras misturas. Novamente, a mistura D4/R134a também apresentou resultados interessantes do ponto de vista econômico já que produziu potência líquida maior em relação as outras duas misturas.

Figura 36 - Comparação dos valores do custo específico do investimento para o CRO operando com todas as misturas estudadas

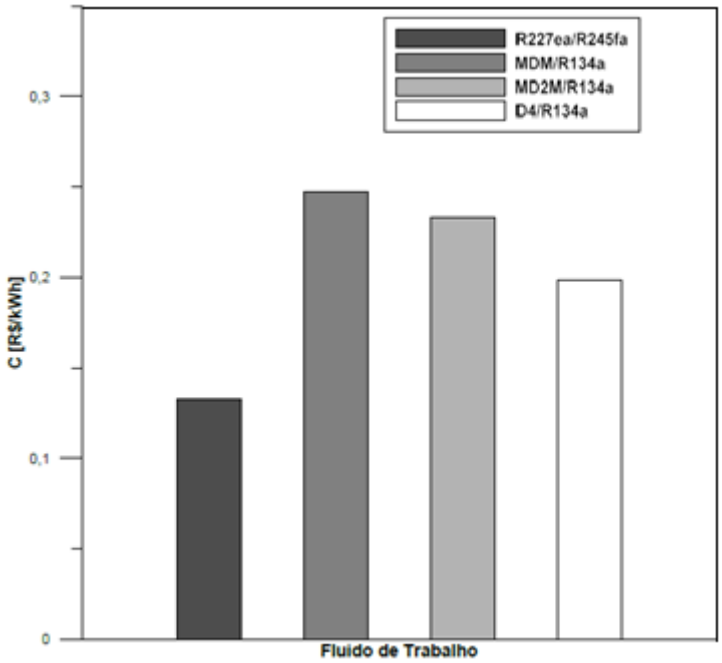


Fonte: Elaborado pelo autor.

Comparando os resultados das misturas, percebeu-se uma diminuição média de 9760 R$/kW (63,04%) no custo específico do investimento do fluido R227ea/R245fa em comparação com o MDM/R134a. Enquanto que, em comparação com o fluido MD2M/R134a este decréscimo médio foi de 8585 R$/kW (3,46%). Também, ao comparar com a mistura D4/R134a, esta demonstrou ser, em média, 5638 R$/kW (49,63%) mais custoso que a mistura R227ea/R245fa.

No contexto do custo específico para geração de eletricidade, os resultados deste parâmetro revelaram-se em conformidade com os demais resultados da estimativa de custos. De acordo com as informações fornecidas na Figura 37, o fluido de trabalho que exibiu o custo mais baixo para produção de energia elétrica dentre os fluidos examinados também foi o R227ea/R245fa.

Figura 37 - Comparação do custo específico para geração de eletricidade do CRO operando com todas as misturas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Ainda conforme a Figura 37, foram evidenciados decaimentos médios nos custos para se gerar eletricidade de 46,44%, 43,25% e 33,37% para as misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, respectivamente, em comparação com o fluido R227ea/R245fa.

Em termos gerais, os resultados encontrados para o custo específico para a produção de energia elétrica ao se comparar com os resultados obtidos por Moreira e Arrieta (2019) não se situaram em níveis competitivos, pois no estudo desses autores se apresentaram superiores aos preços de venda de eletricidade encontrados. O maior custo calculado pelos autores foi de 0,1162 R$/kWh, o que correspondeu a 52,99% menor que o maior custo calculado neste estudo. É importante destacar que nos cálculos de custo deste estudo considerou-se o valor do custo com o fluido de trabalho, o que não foi o caso do trabalho apresentado por Moreira e Arrieta (2019). Ao comprar aos preços de venda de eletricidade praticados pelas concessionárias do setor elétrico brasileiro, os resultados do CRO operando com as misturas estudadas apresentaram preços consideravelmente inferiores. Portanto pode-se considerar que as misturas zeotrópicas também são viáveis para operar em CROs Regenerativos.

Para efeito de comparação, enquanto o maior custo calculado até este ponto correspondeu a 0,2472 R$/kWh do CRO operando com a mistura MDM/R134a, a tarifa média de fornecimento de energia elétrica para a classe industrial adotada pela CEMIG no ano de 2018

foi de 0,4213 R$/kWh segundo o Departamento de Gestão do Setor Elétrico (DGSE) (DGSE, 2018).

Desta forma, o custo estimado para geração de eletricidade pela recuperação de calor residual na indústria de cimento através do CRO nesta análise relativamente simples, mostrou um potencial de abatimento no preço de aquisição de energia elétrica de no mínimo 0,1741 R$/kWh considerando o ano de 2018 como referência. Em outras palavras, caso a eletricidade produzida pelo ciclo proposto tivesse sido comercializada no ano em questão, haveria a possibilidade de negociá-la a um valor 41,32% menor em relação ao valor da tarifa de energia elétrica praticado pela CEMIG para este tipo de consumidor. Esta diferença expressiva no custo para geração de eletricidade é justificada pelo fato de o insumo energético do CRO possuir custo zero, que neste caso são os gases de exaustão do processo produtivo de cimento lançados na atmosfera. Finalmente, os resultados detalhados da estimativa de custos estão dispostos na Tabela 20.

Tabela 20 - Comparação da estimativa de custos para todas as misturas estudadas

Mistura	IT	I	C	A
	[R$]	[R$/kW]	[R$/kWh]	[m²]
R227ea/R245fa	16.593.716	5.722	0,1324	8543
MDM/R134a	16.316.443	15.482	0,2472	8368
MD2M/R134a	15.002.384	14.307	0,2333	7455
D4/R134a	15.503.284	11.360	0,1987	8022

Fonte: Elaborado pelo autor.

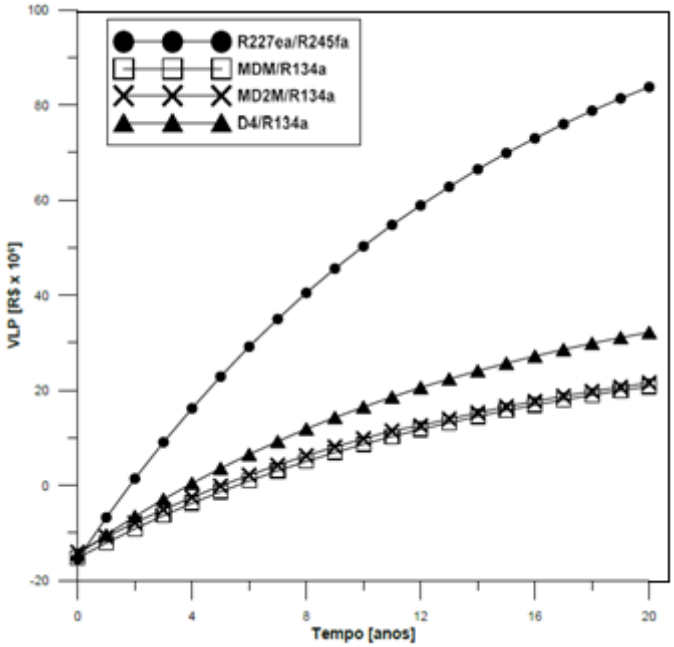
5.3.1.2 Indicadores econômicos

Fundamentados nos resultados da estimativa de custos, os indicadores econômicos foram calculados tendo em vista o tempo de vida útil apresentado na Tabela 15 da seção 4.4. Todos os resultados destes indicadores estão disponíveis nas Tabelas F.2 a F.5 do Apêndice F.

De acordo com os resultados de VPL para o CRO Regenerativo operando com todas as misturas (Figura 38), constatou-se que, além dos valores terem atingido cifras entre 20,84 e pouco mais de 83 milhões de reais, a mistura que exibiu o melhor rendimento termodinâmico (R227ea/R245fa). Também foi superior aos outros três fluidos de trabalho no que diz respeito ao VPL. Aliás, a mistura R227ea/R245fa alcançou o resultado mais elevado para este indicador

no período estudado, tendo excedido os valores da mistura MDM/R134a em 25%, da mistura MD2M/R134a em 26% e 38% da mistura D4/R134a.

Figura 38- Comparação dos resultados do VPL para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas



Fonte: Elaborado pelo autor.

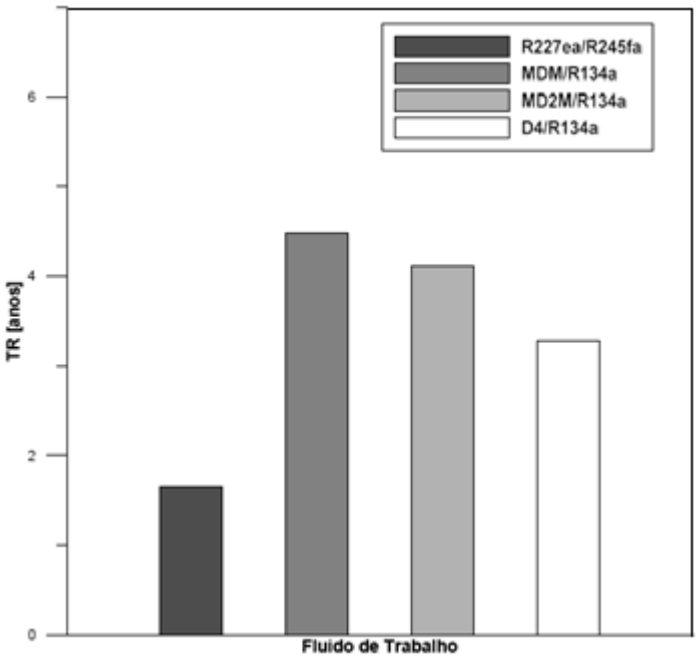
Ao comparar os resultados do VPL deste estudo com o VPL do estudo de Moreira e Arrieta (2019), considerando o maior valor obtido do CRO Regenerativo ao operar com o fluido orgânico R141b e o maior valor obtido ao operar com a mistura R227ea/R245fa, houve um acréscimo médio de 49% no VPL, cerca de 88 milhões de reais para o CRO operando com o fluido puro.

Avaliando de forma mais detalhada os resultados de VPL encontrados neste estudo, percebeu-se que os valores deste indicador estão diretamente atrelados à produção de potência líquida dos ciclos. Conforme os resultados de VPL mostrados até este ponto, as misturas zeotrópicas que atingiram o melhor desempenho termodinâmico em cada condição de operação foram também os que exibiram os montantes de VPL mais altos, isto é, a mistura R227ea/R245fa. Este fato ocorreu graças ao somatório dos valores líquidos do fluxo de caixa empregado no cálculo do VPL e ao considerar a potência líquida gerada pelo CRO como principal fator de cálculo.

Outro resultado que deve ser enfatizado foram os TR relativamente altos dos ciclos, representados pelo ponto de interseção entre a curva de VPL e o eixo das abcissas a partir da

origem nas Figuras 34 e 35. Para todas as misturas estudadas, o período de tempo necessário para que se tenha retorno sobre o investimento inicial realizado foi inferior a cinco anos e meio como exibido na Figura 39.

Figura 39 - Comparação do TR para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas

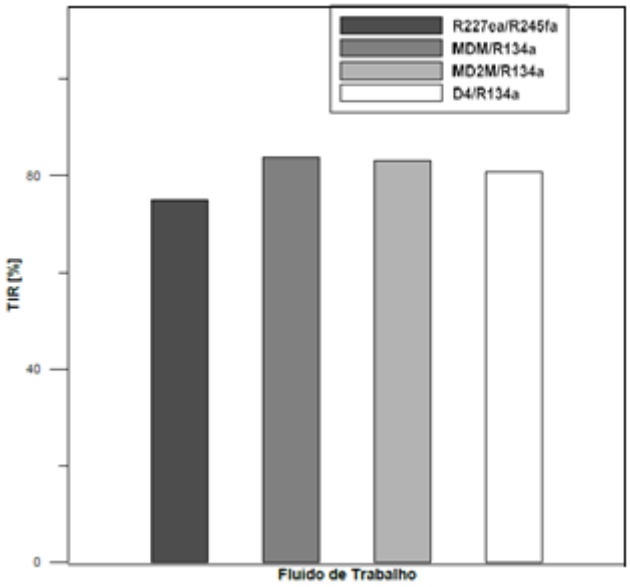


Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados também evidenciaram que a mistura R227ea/R245fa demonstrou ser a mais atrativa ao se referir a este indicador, alcançando reduções médias no TR de 37%, 40% e 50% para as misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, respectivamente. Ainda em comparação com o menor TR encontrado no mesmo arranjo do estudo de Moreira e Arrieta (2019), o indicador apresentou redução de 38%, cerca de pouco mais de meio ano.

Por último, na apreciação da atratividade econômica por intermédio da TIR, constatou-se que os ciclos para cogeração de energia desenvolvidos neste trabalho se mostraram bastante interessantes economicamente operando com todos os fluidos de trabalho examinados, pois os resultados portaram-se, sem exceções, significativamente acima da TJLP. Além do mais, apurou-se que a mistura MDM/R134a apresentou o patamar mais elevado da TIR com 83,91%. Os resultados da TIR estão expostos na Figura 40.

Figura 40 - Comparação da TIR para o CRO regenerativo operando com todas as misturas estudadas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Relacionando os valores obtidos do TIR nesse estudo com os valores encontrados no trabalho de Moreira e Arrieta (2019), houve uma redução de 24% do indicador para esse estudo operando com a mistura MDM/R134a.

5.4 Resultados obtidos com outros parâmetros de operação otimizados

Após as otimizações do CRO tendo como propósito maximizar a potência líquida produzida, neste estágio a função objetivo dos processos de otimização foi alterada. Por este motivo, outros parâmetros operacionais do ciclo como a eficiência exergética, custos de investimento específico e de geração de eletricidade foram otimizados de acordo com o procedimento abordado na seção 4.5.

5.4.1 Resultados obtidos com a otimização da eficiência exergética

Primeiramente, ao averiguar minuciosamente os resultados obtidos, verificou-se que a otimização da eficiência exergética exerceu pouca influência direta sobre os resultados dos demais. Aplicando como fator comparativo os resultados encontrados nas otimizações de potência líquida apresentados na seção 5.3, foi observado que a maximização da eficiência exergética promoveu o aumento deste indicador nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a,

MD2M/R134a e D4/R134a em uma média de 3,65%, 7,56%, 0,43% e 75,02%, respectivamente. Estes incrementos nos valores de eficiência exergética são atribuídos principalmente ao declínio da parcela de insumo exergético cedida aos ciclos durante as etapas de evaporação do fluido de trabalho. Esta diminuição, por sua vez, ocorreu devido à elevação dos valores de fluxo de exergia dos gases de exaustão na saída da unidade de evaporação. Isto proporcionou menor variação do fluxo exergético dos gases do processo de produção de cimento neste componente e menor aporte de insumo exergético consumido pelo sistema. Também, o decréscimo na destruição de exergia nos equipamentos dos ciclos em razão da redução das perdas por ação de irreversibilidades nos mesmos foi outro fator que cooperou para este resultado. A Tabela 21 apresenta os valores da potência específica, eficiência térmica e exergética, o custo específico para geração de eletricidade e o custo específico de investimento após a otimização da eficiência exergética.

Tabela 21 – Otimização da eficiência exergética

Mistura	$\dot{W}_c$	η_{th}	η_{ex}	C	I
	[kW]	[%]	[%]	[R$/kWh]	[R$/kW]
R227ea/R245fa	2834	17,280	36,13	0,1337	5826
MDM/R134a	1019	4,708	10,18	0,2356	14495
MD2M/R134a	1049	5,665	11,72	0,2264	13720
D4/R134a	1382	6,515	14,01	0,2146	12715

Fonte: Elaborado pelo autor.

Entretanto, foi observado que o crescimento da eficiência exergética do CRO provocou decrementos médios na produção de potência líquida dos mesmos de 13,99%, 3,32%, 0% e 14,43% nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, nesta ordem. Este fato é justificado pela diminuição no valor do produto entre a vazão mássica do fluido de trabalho que foi minimizada e a diferença de entalpia na turbina que se manteve estagnada. Contudo, apesar da geração de potência líquida dos ciclos ter decaído, o declínio na quantidade de insumo exergético provida aos sistemas foi o fator decisivo que possibilitou o acréscimo em sua eficiência exergética.

Ademais, durante a otimização da eficiência exergética do CRO percebeu-se também que os indicadores relacionados aos custos experimentaram incrementos e decrementos. Os custos específicos do investimento das misturas R227ea/R245fa e D4/R134a alcançaram aumentos médios de 1,79% e 10,32%, respectivamente. Já as misturas MDM/R134a e

MD2M/R134a sofreram decrementos de 6,81% e 4,28%, respectivamente. Sob a ótica do custo para produção de eletricidade, estas elevações médias foram de 0,97% e 11,65% para as misturas R227ea/R245fa e D4/R134a, nesta ordem e decrementos de 4,92% e 2,78% para as misturas MDM/R134a e MD2M/R134a, respectivamente. Embora a expansão nos custos do sistema estudado para as misturas R227ea/R245fa e D4/R134a não tenham atingido uma ordem de grandeza demasiadamente significativa, tais acréscimos ocorreram em virtude da diminuição na temperatura média no processo de admissão de calor nos estágios de evaporação desses fluidos juntamente com o decréscimo da vazão mássica dos mesmos, que foi maior que as outras duas misturas. Isso requisitou dos trocadores uma maior área superficial de transferência de calor e, como consequência, houve crescimento dos custos.

Portanto, a otimização da eficiência exergética do CRO proposto revelou que é possível obter ganhos discretos acerca deste parâmetro em detrimento da potência líquida gerada pelo ciclo e da ampliação dos custos relacionados ao mesmo. Por esta razão, deve-se avaliar cautelosamente, com base no tipo de aplicação, se a modesta melhoria na eficiência exergética do sistema compensaria a redução no nível de potência líquida produzida e a piora nos indicadores financeiros do CRO, ainda que em pequenas proporções.

5.4.2 Resultados obtidos com a otimização dos custos

Sob o prisma econômico, evidenciou-se que ao minimizar ambos os indicadores referentes aos custos, a potência líquida gerada pelos ciclos também sofreu decremento. Isto é explicado pelo fato de que além da variação de entalpia na turbina ter experimentado redução, a vazão mássica do fluido de trabalho na entrada do equipamento também sofreu declínio. Ainda, foi apurado também que houve decaimento na eficiência exergética do ciclo durante as otimizações. Este fato se deu em decorrência de que, apesar de ter havido incremento nos níveis de fluxo de exergia dos gases de exaustão na saída da unidade de evaporação, o que diminuiu o montante de insumo exergético fornecido ao CRO, esta condição foi suprimida pelo decréscimo na produção de potência líquida como mencionado. Isto fez com que o ciclo fosse menos eficiente da perspectiva de eficiência exergética.

Outra constatação no contexto dos indicadores econômicos é a de que o menor valor de vazão mássica dos fluidos de trabalho no sistema viabilizado pela otimização dos custos específicos do investimento e para geração de energia elétrica propiciou um funcionamento com componentes menos robustos e onerosos, produzindo um impacto positivo nos resultados pertinentes aos custos do CRO. Um exemplo ilustrativo deste fato foi observado nos custos dos

trocadores de calor, os quais são os mais acentuados do ciclo. As reduções nas temperaturas termodinâmicas médias das misturas no processo de admissão de calor graças à menor porção de vapor gerado promoveram uma minimização na área superficial de transferência de calor necessária para a evaporação dos mesmos e, consequentemente, as despesas com estes equipamentos foram mais baixas.

Deste modo, os decrementos médios no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo ao operar com as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e MD2M/R13a equivaleram a 5,82%, 8,29%, 71,98% e 5,91%, nesta ordem. Todavia, a otimização deste parâmetro ocasionou uma diminuição nos patamares de potência líquida produzida em comparação com os resultados colhidos na otimização dessa mesma grandeza na seção 5.3, em média, de 0,061%, 0%, 37,026% e 0,248% para as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e MD2M/R13a, respectivamente. Também, o decremento médio na eficiência exergética para os fluidos mencionados foram de 1,609%, 0,595%, 23,745% e 71,8%, nesta ordem. A Tabela 22 apresenta os valores da potência específica, eficiência térmica e exergética e o custo específico para geração de eletricidade após a otimização deste.

Tabela 22 - Resultado dos parâmetros com otimização do custo específico para geração de eletricidade

Mistura	$\dot{W}_c$	η_{th}	η_{ex}	C
	[kW]	[%]	[%]	[R$/kWh]
R227ea/R245fa	3293,0	15,540	34,250	0,1247
MDM/R134a	1054,0	4,378	9,354	0,2267
MD2M/R134a	660,6	4,461	8,899	0,1520
D4/R134a	1611,0	5,980	13,150	0,1784

Fonte: Elaborado pelo autor

Já a busca por valores ótimos no que se refere ao custo específico de investimento proporcionou ao ciclo um declínio médio nos resultados deste parâmetro de 11,48%, 11,22%, 99,96% e 15,54% para as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e MD2M/R13a, respectivamente. No entanto, a otimização deste indicador gerou um decaimento médio no valor de potência líquida produzida de 0,0,61% para o fluido R227ea/R245fa, 0,380% para o MDM/R134a, 37,026% para o MD2M/R134a e 6,502% para o D4/R134a. Além disso, as diminuições médias na eficiência exergética para as misturas citadas foram iguais a 1,609%, 0,595%, 23,745% e 8,0%, nesta ordem. Também foram verificados decréscimos médios de

5,82%, 8,29%, 71,98% e 5,91% nos valores do custo específico para geração de energia elétrica para as respectivas misturas mencionadas. A Tabela 23 apresenta os valores dos parâmetros objetivos após a otimização do custo específico de investimento.

Tabela 23 - Resultado dos parâmetros com otimização do custo específico de investimento

Mistura	$\dot{W}_c$	η_{th}	η_{ex}	C	I
	kW	%	%	R$/kWh	R$/kW
R227ea/R245fa	3293,0	15,540	34,250	0,1247	5065,0
MDM/R134a	1050,0	4,174	9,354	0,2267	13745,0
MD2M/R134a	660,6	4,461	8,899	0,1520	5011,0
D4/R134a	1510,0	4,936	3,220	0,1784	9630,0

Fonte: Elaborado pelo autor

Outro aspecto observado durante as otimizações dos indicadores econômicos do ciclo concebido foi a proximidade entre os resultados obtidos nas minimizações do custo específico do investimento e custo específico para geração de eletricidade. Esta distância relativamente pequena entre os resultados de cada indicador é atribuída à correlação existente entre estes dois parâmetros. Assim sendo, quando algum destes indicadores é modificado, o outro também experimenta alterações na mesma ordem de grandeza, porém de forma indireta.

Ademais, a mistura que se destacou do ponto de vista financeiro com valor mais baixo relativo ao custo específico do investimento e custo específico para produção de energia elétrica foi o fluido MD2M/R134a. Quando a redução do custo específico do investimento foi determinada como função objetivo, o fluido MD2M/R134a alcançou um resultado 71,98% inferior ao valor médio encontrado nas outras otimizações deste parâmetro. Também, este resultado revelou-se menor em 68,04% quando contrastado ao valor médio dos demais fluidos. Os custos tiveram um decremento muito alto em relação as outras misturas, porém a potência líquida também diminuiu muito.

Desta forma, percebeu-se que os resultados dos indicadores econômicos estão associados ao decremento nos valores relativos à potência líquida produzida pelo ciclo e ao custo total do investimento, este que por sua vez, sofreu redução em seu valor devido à diminuição dos custos conforme estabelecido na função objetivo do método de direção conjugada.

6 CONCLUSÕES

A análise técnico-econômica do Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo operando com misturas zeotrópicas para cogeração na indústria de cimento permitiu conceber as seguintes conclusões:

a) Ao analisar o comportamento das misturas no CRO Ideal, a mistura MM/ MDM apresentou maior potência específica. Porém a pressão de saída do condensador foi menor que a pressão atmosférica, sendo ela de 3,727 kPa. Portanto, seria necessário fazer o vácuo no condensador, aumentando o custo total do sistema. Desta forma, a mistura MM/MDM foi descartada do estudo;
b) A variação dos parâmetros operacionais foi importante para limitar e otimizar os resultados para se obter maior potência específica, maiores eficiências térmicas e exergéticas, menor custo de investimento específico e de geração de eletricidade;
c) A variação da pressão e da temperatura na entrada da turbina e as razões de pressão entre os estados 2 e 1 e os estados 3 e 1 foram os parâmetros que mais influenciaram a potência específica e os custos em todas as misturas. As eficiências térmicas e exergéticas apresentaram pouca ou nenhuma variação;
d) A mistura R227ea/R245fa demonstrou superioridade quando contrastada com as demais misturas da perspectiva de potência líquida gerada (3295 kW), em média de 31,9% (1054 kW), 31,8% (1049 kW) e 49,0% (1615 kW) ao comparar com as misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, respectivamente;
e) Ao comparar o desempenho do CRO Regenerativo operando com misturas zeotrópicas e o mesmo arranjo operando com fluido de trabalho puro, constatou-se que as misturas zeotrópicas são menos apropriados para operação em CROs regenerativos, visto que apresentou potência específica menor;
f) Sob o ponto de vista econômico, ao otimizar a potência específica do CRO para todas as misturas, foi verificado que as configurações para as misturas MD2M/R134a e D4/R134a alcançaram custos totais de investimento mais altos: R$ 15.002.384 e R$ 15.503.284, respectivamente. Cerca de 8,08% e 6,52% em comparação com as misturas R227ea/R245fa (R$ 16.593.716) e MDM/R134a (R$ 16.316.443), nesta ordem;
g) A mistura R227ea/R245fa demonstrou-se mais atrativa sob o prisma econômico ao otimizar a potência, pois trabalhando com este fluido o CRO exigiu menor aporte

financeiro e conseguiu atingir uma potência específica maior em comparação com as outras três misturas investigadas nesta mesma conjuntura;

h) Foram evidenciados decaimentos médios nos custos para se gerar eletricidade de 46,44% (0,2472 R$/kWh), 43,25% (0,2333 R$/kWh) e 33,37% (0,1987 R$/kWh) para as misturas MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a, respectivamente em comparação com o fluido R227ea/R245fa (0,1324 R$/kWh);

i) Em termos de comparação de fluidos de trabalho, o maior custo específico de geração de eletricidade calculado por Moreira e Arrieta (2019) foi de 0,1162 R$/kWh, o que correspondeu a 52,99% menor que o maior custo calculado neste estudo utilizando misturas zeotrópicas. Porém esse aumento não é significativo visto que os autores não consideraram o custo com o fluido de trabalho em seus cálculos;

j) Com base nos resultados da estimativa de custos, caso a eletricidade gerada pelo CRO proposto tivesse sido comercializada no ano de 2018, haveria a possibilidade de negociá-la a um valor 41,32% inferior ao valor da tarifa de energia elétrica praticado pela CEMIG para o consumidor de classe industrial daquele ano;

k) O VPL está diretamente relacionado à produção de potência líquida dos ciclos, pois os fluidos de trabalho, com performance termodinâmica mais elevada, foram também os que alcançaram os montantes mais significativos para este indicador econômico;

l) Os valores de VPL calculados para os todos as misturas estudadas estiveram compreendidas entre 20,84 e pouco mais de 83 milhões de reais. A mistura que exibiu o melhor rendimento termodinâmico (R227ea/R245fa), também foi superior aos outros três fluidos de trabalho no que diz respeito ao VPL;

m) O valor mais baixo do TR obtido neste estudo (2,65 anos) foi exibido pelo CRO regenerativo trabalhando com a mistura R227ea/R245fa;

n) Todas as configurações analisadas se mostraram interessantes da perspectiva da TIR, já que as mesmas demonstraram valores bem superiores à TJLP adotada neste trabalho. Ademais, a mistura MDM/R134a alcançou o maior patamar da TIR deste estudo (83,91%);

o) A maximização da eficiência exergética promoveu o aumento deste indicador nas misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e D4/R134a em uma média de 3,65%, 7,56%, 0,43% e 75,02%, respectivamente. Porém a otimização deste parâmetro provocou decrementos médios na produção de potência líquida dos mesmos de 13,99%, 3,32%, 0% e 14,43, nesta ordem;

p) A minimização dos custos apresentou decrementos médios no custo específico para geração de eletricidade do CRO Regenerativo ao operar com as misturas R227ea/R245fa, MDM/R134a, MD2M/R134a e MD2M/R13a equivalentes a 5,82%, 8,29%, 71,98% e 5,91%, nesta ordem. Todavia, a otimização deste parâmetro ocasionou uma diminuição nos patamares de potência líquida produzida e eficiências térmicas e exergéticas;

q) Quando a redução do custo específico do investimento foi determinada como função objetivo, o fluido MD2M/R134a alcançou um resultado 71,98% inferior ao valor médio encontrado nas outras otimizações deste parâmetro. Porém a potência líquida também teve um decaimento muito grande, por esta razão deve-se avaliar cautelosamente, com base no tipo de aplicação, se a melhoria no custo de investimento do sistema compensaria a redução no nível de potência líquida produzida.

REFERÊNCIAS

ABADI, Gholamreza Bamorovat; KIM, Kyung Chun. Enhancement of phase-change evaporators with zeotropic refrigerant mixture using metal foams. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 106, p.908-919, mar. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.039.

ABADI, GholamrezaBamorovat; KIM, Kyung Chun. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 73, p.1000-1013, jun. 2017.

ABADI, Gholamreza Bamorovat; KIM, Kyung Chun. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: Advantages and issues. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 73, p.1000-1013, jun. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.020.

AMIRI, A.; VASEGHI, M. R.. Waste heat recovery power generation systems for cement production process. **2013 Ieee-ias/pca Cement Industry Technical Conference**, [s.l.], p.13-19, abr. 2013.

AHMED, Awais e outros. Design methodology of organic Rankine cycle for waste heat recovery in cement plants. **Applied Thermal Engineering**, [s.i.], v. 129, p.421-430, 25 jan. 2018.

AHMADI, Pouria; DINCER, Ibrahim; ROSEN, Marc A.. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. **Energy**, [S.I.], v. 36, p. 5886-5898, out. 2011. doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.08.034.

BARBOSA JÚNIOR, Elviro Pereira. **Análise de ciclos Kalina para recuperação de calor residual**. 2017. 133f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.

BEJAN, Adrian. **Advanced engineering thermodynamics**. 3. ed. Hoboken: Wiley, 2006. xl, 880 p. ISBN 0471677639.

BOE - BOARD OF EQUALIZATION. **State of California Equipment and Fixtures Index, Percent Good and Valuation Factors.** Califórnia: BOE, 2014. Disponível em: <https://www.boe.ca.gov/proptaxes/pdf/ah58114.pdf>. Acesso em: 25 mar. 2019.

BORSUKIEWICZ, Aleksandra. The use of organic zeotropic mixture with high temperature glide as a working fluid in medium-temperature vapor power plant. **Thermal Science**, [s.l.], v. 21, n. 2, p.1153-1160, 2017. National Library of Serbia. http://dx.doi.org/10.2298/tsci141120088b.

BRAGA, Ivana de Fatima Cavaleiro de Macêdo. **MODELO DINÂMICO DO RESFRIADOR DE GÁS DE UMA BOMBA DE CALOR SOLAR A CO2 PELO MÉTODO DE FRONTEIRA MÓVEL.** 2019. 81 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

CHYS, M.; BROEK, M. van den; VANSLAMBROUCK, B.; DE PAEPE, M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, [s.l.], v. 44, n. 1, p.623-632, ago. 2012. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.05.030.

CIMENTO APODI, Companhia Industrial de. Waste heat recovery system. Quixeré, CE, [2015]. 15 slides: color.

DGSE: DEPARTAMENTO DE GESTÃO DO SETOR ELÉTRICO - DGSE. **Informativo tarifário**. Brasília:, 2018. Disponível em: < http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/energia-eletrica/publicacoes/informativo-tarifario-de-energia-eletrica> Acesso em: 01 mar. 2019.

DIAN-XUN, Li; SHU-SHENG, Zhang; GUI-HUA, Wang. Selection of organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization*. **Journal Of Hydrodynamics**, Jinan, p.458-464, 2015.

DONG, Bensi; XU, Guoqiang; CAI, Yi; LI, Haiwang. Analysis of zeotropic mixtures used in high-temperature Organic Rankine cycle. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 84, p.253-260, ago. 2014. Elsevier BV.http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.04.026.

ELLER, Tim; HEBERLE, Florian; BRÜGGEMANN, Dieter. Second law analysis of novel working fluid pairs for waste heat recovery by the Kalina cycle. **Energy**, [s.l.], v. 119, p.188-198, jan. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.081.

ELSON, Amelia; TIDBALL, Rick; HAMPSON, Anne. **Waste heat to power market assessment.** Springfield: ICF International, 2015. Disponível em: <https://info.ornl.gov>. Acesso em: 25 mar. 2019.

EMBRACO. **Informativo técnico**: Isobutano (R600a) como refrigerante em sistemas herméticos de refrigeração. Joinvile: Embraco, 1996. Disponível em: < http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Arquivos/95035.pdf>. Acesso em: 28 fev. 2019.

FINEP - EMPRESA BRASILEIRA DE INOVAÇÃO E PESQUISA. **Taxa de juros de longo prazo**. Rio de Janeiro: FINEP, 2017. Disponível em: <http://finep.gov.br/area-para-clientes/200-tjlp/4651-tjlp>. Acesso em: 28 fev. 2019

GENG, Donghan; DU, Yuhong; YANG, Ruiliang. Performance analysis of an organic Rankine cycle for a reverse osmosis desalination system using zeotropic mixtures. **Desalination**, [s.l.], v. 381, p.38-46, mar. 2016. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.desal.2015.11.026.

GMALATO. **Refrigerantes Transitórios (HCFCs).** 2016. Disponível em: <http://www.ambientegelado.com.br/v51/index.php/artigos-tecnicos/fluidos-refrigerantes/tipos-de-fluidos/377-refrigerantes-transitorios-hcfcs>. Acesso em: 28 fev. 2019.

HEBERLE, Florian; BRÜGGEMANN, Dieter. Thermo-Economic Evaluation of Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Generation Using Zeotropic Mixtures. **Energies**, [s.l.], v. 8, n. 3, p.2097-2124, 17 mar. 2015. MDPI AG. http://dx.doi.org/10.3390/en8032097.

HO, Tony; MAO, Samuel S.; GREIF, Ralph. Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy. **Energy**, [s.l.], v. 42, n. 1, p.213-223, jun. 2012. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.067.

IEA, (international Energy Agency); CSI, (cement Sustainability Initiative). **Technology Roadmap: Low-Carbon Transition in the Cement Industry.** 2018. Disponível em: <https://www.iea.org/>. Acesso em: 01 set. 2018.

JUHASZ, Jason R.; SIMONI, Luke D.. A review of potential working fluids for low temperature organic rankine cycles in waste heat recovery. In: 3rd international seminar on orc power systems, 177., 2015, Brussels. **3rd International Seminar.** Brussels,: Chemours Deutschland Gmbh, 2015. p. 1 - 10.

JUNJIANG BAO e outros. A simultaneous approach to optimize the component and composition of zeotropic mixture for power generation systems. **Energy Conversion And Management**, Panjin, v. 165, p.354-362, 01 jun. 2018.

KAR, Arpan Kumar. Bio inspired computing: A review of algorithms and scope of applications. **Expert Systems with Applications,** [s.l.], v. 59, p.20-32, out. 2016.

LECOMPTE, S; AMEEL, B; ZAVIANI, D; VAN DEN BROEK, M; DE PAEPE, M. Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 85, p.727-739, set. 2014. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.028.

LI, Saili; DAI, Yiping. Thermo-Economic Analysis of Waste Heat Recovery ORC Using Zeotropic Mixtures. **Journal Of Energy Engineering**, [s.l.], v. 141, n. 4, p.1-16, dez. 2015. American Society of Civil Engineers (ASCE). http://dx.doi.org/10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000245

LIU, Qiang; DUAN, Yuanyuan; YANG, Zhen. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids. **Applied**

Energy, [s.l.], v. 115, p.394-404, fev. 2014. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.036.

LUO, Xianglong; LIANG, Zhihui; GUO, Guiqi; WANG, Chao; CHEN, Ying; PONCE-ORTEGA, José María; EL-HALWAGI, Mahmoud M. Thermo-economic analysis and optimization of a zoetropic fluid organic Rankine cycle with liquid-vapor separation during condensation. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 148, p.517-532, set. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.002.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balanço energético nacional 2019, ano base 2018.** Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/galerias/arquivos/publicacoes/BEN/2_-_BEN_-_Ano_Base/1_ -_BEN_Portugues_-_Inglxs_-_Completo.pdf>. Acesso em: 04 mar. 2020.

MMA. **Brasil está em dia com o Protocolo de Montreal.** 2004. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/informma/item/2114-brasil-esta-em-dia-com-o-protocolo-de-montreal.html>. Acesso em: 21 fev. 2019.

MMA; PNUD; GIZ. **Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs – PBH.** Brasilia: RepÚblica Federativa do Brasil, 2011.

MODI, Anish; HAGLIND, Fredrik. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 138, p.603-626, abr. 2017.

MOLINA-THIERRY, David Paul; FLORES-TLACUAHUAC, Antonio. Simultaneous Optimal Design of Organic Mixtures and Rankine Cycles for Low-Temperature Energy Recovery. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s.l.], v. 54, n. 13, p.3367-3383, 24 mar. 2015. American Chemical Society (ACS). http://dx.doi.org/10.1021/ie503675v.

MORAN, Michael J.; SHPIRO, Howard N.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 7. ed. Ohio: Ltc, 2011.

MOREIRA, L.f.; ARRIETA, F.r.p.. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 114, p.1-20, out. 2019. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2019.109315.

NAMI, Hossein; ERTESVÅG, Ivar S.; AGROMAYOR, Roberto; RIBOLDI, Luca; NORD, Lars O. Gas turbine exhaust gas heat recovery by organic Rankine cycles (ORC) for offshore combined heat and power applications – Energyx' and exergy analysis. **Energy**, [s.l.], v. 165, p.1060-1071, dez. 2018. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.034.

PAPADOPOULOS, Athanasios I.; STIJEPOVIC, Mirko; LINKE, Patrick; SEFERLIS, Panos; VOUTETAKIS, Spyros. Toward Optimum Working Fluid Mixtures for Organic Rankine Cycles using Molecular Design and Sensitivity Analysis. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s.l.], v. 52, n. 34, p.12116-12133, 8 ago. 2013. American Chemical Society (ACS). http://dx.doi.org/10.1021/ie400968j.

QUOILIN, Sylvain; BROEK, Martijn Van Den; DECLAYE, Sebastien; DEWALLEF, Pierre; LEMORT, Vincent. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 22, p.168-186, jun. 2013. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028.

RADULOVIC, Jovana; CASTANEDA, Nadia I. Beleno. On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 88, p.365-371, dez. 2014. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.048.

RAO, Singiresu S.. **Engineering optimization:** Theory and practice. 4. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2009.

REN, Jingqi; CAO, Yue; LONG, Ying; QIANG, Xiongchao; DAI, Yiping. Thermodynamic Comparison of Gas Turbine and ORC Combined Cycle with Pure and Mixture Working Fluids. **Journal Of Energy Engineering**, Xian, v. 1, n. 145, p.1-15, out. 2018.

ROCHA, Thiago Torres Martins. **EXPERIMENTAL STUDY OF A CO2 DIRECT-EXPANSION SOLAR-ASSISTED HEAT PUMP OPERATING WITH AN ADIABATIC COILED CAPILLARY TUBE.** 2020. 101 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2020.

SADEGHI, Mohsen; NEMATI, Arash; GHAVIMI, Alireza; YARI, Mortaza. Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of various ORC (organic Rankine cycle) configurations using zeotropic mixtures. **Energy**, [s.l.], v. 109, p.791-802, ago. 2016. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.05.022.

SATANPHOL, K.; PRIDASAWAS, W.; SUPHANIT, B.. A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. **Energy**, [s.l.], v. 123, p.326-339, mar. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.024.

SHEWCHUK, J R. **An Introduction to the Conjugate Gradient Method Without the Agonizing Pain.** Pittsburgh: School Of Computer Science Carnegie Mellon University Pittsburgh, 1994.

TIAN, Hua; CHANG, Liwen; GAO, Yuanyuan; SHU, Gequn; ZHAO, Mingru; YAN, Nanhua. Thermo-economic analysis of zeotropic mixtures based on siloxanes for engine waste heat recovery using a dual-loop organic Rankine cycle (DORC). **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 136, p.11-26, mar. 2017. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.066.

The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditionaing Engineers, Refrigeração e ArCondicionado. **ANSI/ASHRAE 34-2016**:Number Designation and Safety Classification of Refrigerants. ASHARAE, 2016.

UUSITALO, Antti; HONKATUKIA, Juha; TURUNEN-SAARESTI, Teemu; GR€ONMAN, Aki. Thermodynamic evaluation on the effect of working fluid type and fluids critical properties on design and performance of Organic Rankine Cycles. **Journal Of Cleaner Production**, [s.l.], v. 188, p.253-263, jul. 2018. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.03.228.

VANSLAMBROUCK, Bruno e outros. Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle. **2nd European Conference On Polygeneration**, Tarragona, 2011.

WANG, Hanzhi e outros. Thermodynamic Analysis of Organic Rankine Cycle with Hydrofluoroethers as Working Fluids. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 105, p.1889-1894, maio 2017

WANG, Huarong e outros. Organic Rankine cycle saves energy and reduces gas emissions for cement production. **Energy**, Beijing, v. 86, p.59-73, 15 jun. 2015.

WANG, Shukun e outros. Thermodynamic evaluation of leak phenomenon in liquid receiver of ORC systems. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 141, p.1110-1119, ago. 2018.

WANG, Yuping; LIU, Xing; DING; Xiaoyi; WENG, Yiwu. Experimental investigation on the performance of ORC power system using zeotropic mixture R601a/R600a. **International Journal Of Energy Research**, [s.l.], v. 41, n. 5, p.673-688, 17 out. 2016. Wiley. http://dx.doi.org/10.1002/er.3664.

WANG, Jiangfeng; DAI, Yiping; GAO, Lin. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. **Applied Energy,** [s.l.], v. 86, n. 6, p.941-948, jun. 2009.

WU, Yuandan; ZHU, Yadong; YU, Lijun. Thermal and economic performance analysis of zeotropic mixtures for Organic Rankine Cycles. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 96, p.57-63, mar. 2016. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.083.

YALCIN, Ali; KAW, Autar. **Chapter 09.01 Golden Section Search Method.** 2012. Disponível em: <http://numericalmethods.eng.usf.edu>. Acesso em: 16 nov. 2019.

YANG, Kai; YANG, Kai; ZHAN, Hongguang; WANG, Zhen; ZHANG, Jian; YANG, Fubin; WANG, Enhua; YAO, Baofeng. Study of zeotropic mixtures of ORC (organic Rankine cycle) under engine various operating conditions. **Energy**, [s.l.], v. 58, p.494-510, set. 2013. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.074.

YUE, Chen; HAN, Dong; PU, Wenhao; HE, Weifeng. Thermal matching performance of a geothermal ORC system using zeotropic working fluids. **Renewable Energy**, [s.l.], v. 80, p.746-754, ago. 2015. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.02.063.

ZHANG, Hualing; GUANA, Xuan; DING, Yang; LIU, Chao. Emergy analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat power generation. **Journal Of Cleaner Production**, [s.l.], v. 183, p.1207-1215, maio 2018. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.02.170.

ZHAI, Huixing; AN, Qingsong; SHI, Lin. Zeotropic mixture active design method for organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 129, p.1171-1180, jan. 2018.

ZHAO, Li; BAO, Junjiang. The influence of composition shift on organic Rankine cycle (ORC) with zeotropic mixtures. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 83, p.203-211, jul. 2014. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.072.

ZHAO, Li; BAO, Junjiang. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. **Applied Energy**, [s.l.], v. 130, p.748-756, out. 2014. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.067.

ZHOU, Yaodong; ZHANG, Fengyuan; YU, Lijun. Performance analysis of the partial evaporating organic Rankine cycle (PEORC) using zeotropic mixtures. **Energy Conversion And Management**, [s.l.], v. 129, p.89-99, dez. 2016. Elsevier BV. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.009.

APÊNDICE A – Fluidos refrigerantes a serem eliminados pelo Protocolo de Montreal

Substância	Grupo	ODP
HCFC - 21	$CHFCl_2$	0,04
HCFC – 22	CHF_2Cl	0,055
HCFC – 31	CH_2FCl	0,02
HCFC – 121	C_2HFCl_4	0,04
HCFC – 122	$C_2HF_2Cl_3$	0,08
HCFC – 123	$CHCl_2CF_3$	0,06
HCFC – 124	$CHFClCF_3$	0,04
HCFC – 131	$C_2H_2FCl_3$	0,05
HCFC – 132	$C_2H_2F_2Cl_2$	0,05
HCFC – 133	$C_2H_2F_3Cl$	0,06
HCFC – 141	C_2H_3FCl	0,07
HCFC – 141b	CH_3CFCl_2	0,11
HCFC – 142	$C_2H_3F_2Cl$	0,07
HCFC – 142b	CH_3CF_2Cl	0,065
HCFC – 151	C_2H_4FCl	0,005
HCFC – 221	C_3HFCl_6	0,07
HCFC – 222	$C_3HF_2Cl_5$	0,09
HCFC – 223	$C_3HF_3Cl_2$	0,08
HCFC – 224	C_3HF_4Cl	0,09
HCFC – 225	$C_3HF_5Cl_2$	0,07
HCFC – 225ca	$CF_3CF_2CHCl_2$	0,025
HCFC – 225cb	CF_2ClCF_2CHClF	0,033
HCFC – 226	C_3HF_6Cl	0,10
HCFC – 231	$C_3H_2FCl_5$	0,09
HCFC – 232	$C_3H_2F_2Cl_4$	0,10
HCFC – 233	$C_3H_2F_3Cl_3$	0,23
HCFC – 234	$C_3H_2F_4Cl_2$	0,28
HCFC – 235	$C_3H_2F_5Cl$	0,52
HCFC – 241	$C_3H_3FCl_4$	0,09
HCFC – 242	$C_3H_3F_2Cl_3$	0,13
HCFC – 243	$C_3H_3F_3Cl_2$	0,12
HCFC – 244	$C_3H_3F_4Cl$	0,14
HCFC – 251	C_3H_4FCl	0,01
HCFC – 252	$C_3H_4F_2Cl_2$	0,04
HCFC – 253	$C_3H_4F_3Cl$	0,03
HCFC – 261	C_3H_5FCl	0,02
HCFC – 262	$C_3H_5F_2Cl$	0,02
HCFC – 271	C_3H_6FCl	0,03

APÊNDICE B – Resultados da influência da variação dos parâmetros operacionais nos parâmetros objetivos do CRO Regenerativo

Tabela B.1a - Resultados da variação da pressão para a mistura R227ea/R245fa

P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[kPa]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
3580,000	2856	0,1654	0,3358	0,45	0,1347
3505,147	2951	0,1644	0,3357	0,46	0,1326
3431,859	3021	0,1634	0,3351	0,47	0,1319
3360,103	3064	0,1624	0,3342	0,48	0,1310
3289,848	3103	0,1614	0,3332	0,49	0,1304
3221,061	3135	0,1603	0,3320	0,49	0,1301
3153,713	3162	0,1593	0,3307	0,49	0,1299
3087,773	3184	0,1582	0,3293	0,50	0,1297
3023,211	3202	0,1571	0,3278	0,50	0,1296
2960,000	3217	0,1560	0,3262	0,50	0,1295

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.1b - Resultados da variação da pressão para a mistura MDM/R134a

P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[kPa]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
1800,000	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950
1817,222	830,1	0,04359	0,08977	0,30	0,2902
1834,444	844,6	0,04388	0,09050	0,30	0,2854
1851,667	859,8	0,04415	0,09125	0,31	0,2808
1868,889	875,8	0,04443	0,09200	0,31	0,2764
1886,111	892,6	0,04469	0,09278	0,32	0,2720
1903,333	910,4	0,04496	0,09357	0,32	0,2676
1920,556	926,3	0,04522	0,09439	0,33	0,2633
1937,778	949,3	0,04548	0,09523	0,33	0,2591
1955,000	970,6	0,04573	0,09611	0,34	0,2547

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.1c - Resultados da variação da pressão para a mistura MD2M/R134a

P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[kPa]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
1850,000	729,1	0,04468	0,09013	0,23	0,3654
1961,111	765,0	0,04645	0,09373	0,23	0,3140
2072,222	802,4	0,04807	0,09712	0,24	0,3074
2183,333	842,4	0,04955	0,10040	0,25	0,2917
2294,444	886,1	0,05090	0,10350	0,26	0,2752
2405,556	934,7	0,05215	0,10670	0,27	0,2597
2516,667	989,7	0,05329	0,10980	0,29	0,2457
2627,778	1052,0	0,05433	0,11310	0,30	0,2329
2738,889	1122,0	0,05528	0,11670	0,32	0,2118
2850,000	1200,0	0,05615	0,12040	0,35	0,2118

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.1d - Resultados da variação da pressão para a mistura D4/R134a

P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
kPa	kW	-	-	kmol/s	R$/kWh
2920	821,3	0,05894	0,1166	0,24	0,2810
2840	816,6	0,05831	0,1153	0,24	0,2855
2760	810,8	0,05763	0,1140	0,23	0,2903
2680	804,1	0,05690	0,1126	0,23	0,2953
2600	796,6	0,05613	0,1111	0,23	0,3000
2520	788,3	0,05531	0,1096	0,23	0,3043
2440	779,2	0,05444	0,1079	0,22	0,3072
2360	769,4	0,05350	0,1061	0,22	0,3069
2280	758,8	0,05252	0,1042	0,22	0,2995
2200	747,5	0,05146	0,1023	0,22	0,2765

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.2a - Resultados da variação da temperatura para a mistura R227ea/R245fa

T_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
530,00	2781	0,1530	0,3129	0,40	0,1368
526,72	2824	0,1534	0,3144	0,41	0,1356
523,44	2869	0,1539	0,3160	0,42	0,1345
520,17	2917	0,1543	0,3177	0,43	0,1336
516,89	2967	0,1548	0,3194	0,44	0,1327
513,61	3019	0,1552	0,3211	0,46	0,1320
510,33	3075	0,1557	0,3230	0,47	0,1312
507,06	3133	0,1562	0,3249	0,48	0,1304
503,78	3195	0,1566	0,3269	0,50	0,1297
500,50	3261	0,1571	0,3289	0,52	0,1290

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.2b - Resultados da variação da temperatura para a mistura MDM/R134a

T_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
523,00	827,3	0,04331	0,08923	0,30	0,2915
523,33	803,2	0,04331	0,08883	0,29	0,2995
523,67	780,6	0,04330	0,08847	0,28	0,3080
524,00	759,3	0,04329	0,08814	0,27	0,3169
524,33	739,2	0,04329	0,08784	0,26	0,3252
524,67	720,1	0,04328	0,08570	0,26	0,3337
525,00	702,1	0,04328	0,08732	0,25	0,3423
525,33	685,0	0,04327	0,08709	0,24	0,3494
525,67	668,8	0,04326	0,08689	0,24	0,3528
526,00	653,3	0,04326	0,08670	0,23	0,3500

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.2c - Resultados da variação da temperatura para a mistura MD2M/R134a

T_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334
554	708	0,04547	0,09123	0,22	0,1334

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.2d - Resultados da variação da temperatura para a mistura D4/R134a

T_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
554,60	742,6	0,05770	0,1130	0,21	0,3127
553,74	781,7	0,05771	0,1137	0,22	0,2997
552,89	825,5	0,05772	0,1144	0,24	0,2852
552,03	875,0	0,05773	0,1154	0,25	0,2709
551,18	931,3	0,05773	0,1164	0,27	0,2571
550,32	995,9	0,05774	0,1177	0,29	0,2441
549,47	1071,0	0,05774	0,1194	0,31	0,2318
548,61	1159,0	0,05774	0,1214	0,34	0,2206
547,76	1263,0	0,05775	0,1241	0,37	0,2100
546,90	1390,0	0,05775	0,1279	0,41	0,1997

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.3a - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 2 e 1 para a mistura R227ea/R245fa

P_2/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,7000	2748	0,1662	0,3396	0,5	0,1344
0,6578	2806	0,1660	0,3398	0,5	0,1335
0,6156	2863	0,1657	0,3398	0,5	0,1328
0,5733	2919	0,1653	0,3394	0,5	0,1322
0,5311	2975	0,1646	0,3388	0,5	0,1316
0,4889	3028	0,1637	0,3377	0,5	0,1311
0,4467	3080	0,1625	0,3362	0,5	0,1306
0,4044	3128	0,1611	0,3341	0,5	0,1301
0,3622	3171	0,1591	0,3312	0,5	0,1298
0,3200	3208	0,1567	0,3272	0,5	0,1295

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.3b - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 2 e 1 para a mistura MDM/R134a

P_2/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,8000	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950
0,7722	822,9	0,04320	0,08896	0,29	0,2937
0,7444	829,2	0,04306	0,08889	0,29	0,2925
0,7167	834,9	0,04286	0,08864	0,29	0,2915
0,6889	840,1	0,04269	0,08840	0,29	0,2906
0,6611	844,7	0,04246	0,08809	0,29	0,2899
0,6333	848,6	0,04219	0,08770	0,29	0,2894
0,6056	851,8	0,04188	872400	0,29	0,2890
0,5778	854,1	0,04153	0,08669	0,29	0,2889
0,5500	855,4	0,04113	0,08604	0,29	0,2889

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.3c - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 2 e 1 para a mistura MD2M/R134a

P_2/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,9000	734,3	0,04623	0,09285	0,23	0,3030
0,8833	736,5	0,04613	0,09272	0,23	0,3025
0,8667	738,5	0,04602	0,09256	0,23	0,3021
0,8500	740,3	0,04590	0,09239	0,23	0,3017
0,8333	742,1	0,04578	0,09221	0,23	0,3015
0,8167	743,7	0,04564	0,09200	0,23	0,3012
0,8000	745,1	0,04550	0,09178	0,23	0,3009
0,7833	746,4	0,04534	0,09154	0,23	0,3007
0,7667	747,6	0,04518	0,09127	0,23	0,3005
0,7500	748,5	0,04500	0,09099	0,23	0,3005

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.3d - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 2 e 1 para a mistura D4/R134a

P_2/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,9000	779,5	0,05811	0,1144	0,23	0,2969
0,8567	793,9	0,05798	0,1144	0,23	0,2936
0,8133	807,6	0,05779	0,1143	0,23	0,2906
0,7700	820,3	0,05753	0,1140	0,23	0,2879
0,7267	832,1	0,05721	0,1136	0,23	0,2856
0,6833	842,6	0,05680	0,1131	0,23	0,2836
0,6400	851,8	0,05629	0,1123	0,23	0,2821
0,5967	859,3	0,05568	0,1114	0,23	0,2806
0,5533	864,8	0,05494	0,1102	0,23	0,2799
0,5100	868,0	0,05405	0,1087	0,23	0,2797

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.4a - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 3 e 1 para a mistura R227ea/R245fa

P_3/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,8000	2412	0,1178	0,2460	0,5	0,1439
0,7333	2478	0,1211	0,2528	0,5	0,1423
0,6667	2546	0,1244	0,2598	0,5	0,1408
0,6000	2618	0,1279	0,2671	0,5	0,1393
0,5333	2694	0,1316	0,2749	0,5	0,1377
0,4667	2776	0,1356	0,2833	0,5	0,1360
0,4000	2867	0,1401	0,2925	0,5	0,1343
0,3333	2968	0,1450	0,3029	0,5	0,1327
0,2667	3087	0,1508	0,3149	0,5	0,1310
0,2000	3232	0,1579	0,3297	0,5	0,1293

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.4b - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 3 e 1 para a mistura MDM/R134a

P_3/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,80000	747,1	0,03964	0,08149	0,29	0,3140
0,76667	753,4	0,03997	0,08218	0,29	0,3122
0,73330	760,0	0,04032	0,08290	0,29	0,3103
0,70000	766,8	0,04068	0,08365	0,29	0,3084
0,66670	774,0	0,04107	0,08443	0,29	0,3063
0,63330	781,6	0,04147	0,08526	0,29	0,3041
0,60000	789,5	0,04189	0,08612	0,29	0,3019
0,56670	797,9	0,04233	0,08704	0,29	0,2997
0,53330	806,8	0,04281	0,08801	0,29	0,2974
0,50000	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.4c - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 3 e 1 para a mistura MD2M/R134a

P_3/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,9000	652,0	0,03981	0,08031	0,23	0,3290
0,8667	661,1	0,04036	0,08142	0,23	0,3259
0,8333	670,3	0,04093	0,08257	0,23	0,3229
0,8000	679,9	0,04152	0,08375	0,23	0,3199
0,7667	689,8	0,04212	0,08496	0,23	0,3168
0,7333	700,0	0,04274	0,08622	0,23	0,3135
0,7000	710,6	0,04339	0,08753	0,23	0,3103
0,6670	721,6	0,04406	0,08889	0,23	0,3071
0,6333	733,1	0,04476	0,09030	0,23	0,3040
0,6000	745,1	0,04550	0,09178	0,23	0,3009

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.4d - Resultados da variação da razão de pressão ente os estados 3 e 1 para a mistura D4/R134a

P_3/P_1	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
-	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
0,9000	716,2	0,05093	0,1008	0,23	0,3165
0,8478	731,5	0,05202	0,1029	0,23	0,3118
0,7956	747,2	0,05313	0,1051	0,23	0,3071
0,7433	763,4	0,05429	0,1074	0,23	0,3023
0,6911	780,2	0,05548	0,1098	0,23	0,2978
0,6389	797,8	0,05674	0,1123	0,23	0,2932
0,5867	816,5	0,05806	0,1149	0,23	0,2884
0,5344	836,4	0,05948	0,1177	0,23	0,2839
0,4822	857,8	0,06100	0,1207	0,23	0,2791
0,4300	881,2	0,06266	0,1240	0,23	0,2743

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.5a - Resultados da variação da diferença de temperatura no AAF para a mistura R227ea/R245fa

ΔT_{AAF}	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	3161	0,1544	0,3225	0,5	0,1287
13,33	3165	0,1546	0,3229	0,5	0,1288
16,67	3170	0,1549	0,3234	0,5	0,1289
20,00	3175	0,1551	0,3239	0,5	0,1289
23,33	3180	0,1553	0,3244	0,5	0,1290
26,67	3185	0,1556	0,3249	0,5	0,1291
30,00	3190	0,1559	0,3255	0,5	0,1292
33,33	3196	0,1561	0,3260	0,5	0,1293
36,67	3201	0,1564	0,3266	0,5	0,1294
40,00	3208	0,1567	0,3272	0,5	0,1295

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.5b - Resultados da variação da diferença de temperatura no AAF para a mistura MDM/R134a

ΔT_{AAF}	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
K	kW	-	-	kmol/s	R$/kWh
10,00	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950
12,78	819,1	0,04346	0,08935	0,29	0,2947
15,56	822,0	0,04361	0,08966	0,29	0,2944
18,33	824,9	0,04377	0,08999	0,29	0,2940
21,11	828,0	0,04393	0,09032	0,29	0,2937
23,89	831,1	0,04409	0,09066	0,29	0,2934
26,67	834,3	0,04426	0,09100	0,29	0,2931
29,44	837,6	0,04444	0,09136	0,29	0,2929
32,22	840,9	0,04462	0,09173	0,29	0,2928
35,00	844,4	0,04480	0,09211	0,29	0,2933

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.5c - Resultados da variação da diferença de temperatura no AAF para a mistura MD2M/R134a

ΔT_{AAF}	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	735,1	0,04489	0,09055	0,23	0,3001
13,67	736,2	0,04495	0,09068	0,23	0,3001
17,33	737,3	0,04502	0,09082	0,23	0,3002
21,00	738,5	0,04509	0,09096	0,23	0,3003
24,67	73,7	0,04517	0,09111	0,23	0,3004
28,33	740,9	0,01524	0,09126	0,23	0,3004
32,00	742,2	0,04532	0,09142	0,23	0,3005
35,67	743,5	0,04540	0,09158	0,23	0,3007
39,33	7449	0,04548	0,09175	0,23	0,3009
43,00	746,3	0,04557	0,09192	0,23	0,3011

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.5d - Resultados da variação da diferença de temperatura no AAF para a mistura D4/R134a

ΔT_{AAF}	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	816,9	0,05809	0,1149	0,23	0,2861
16,67	815,8	0,05802	0,1148	0,23	0,2868
23,33	814,7	0,05794	0,1146	0,23	0,2876
30,00	813,5	0,05785	0,1145	0,23	0,2884
36,67	812,3	0,05776	0,1143	0,23	0,2892
43,33	810,9	0,05767	0,1141	0,23	0,2901
50,00	809,5	0,05757	0,1139	0,23	0,2911
56,67	808,0	0,05746	0,1137	0,23	0,2922
63,33	806,3	0,05734	0,1135	0,23	0,2935
70,00	804,5	0,05721	0,1132	0,23	0,2914

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.6a - Resultados da variação da diferença de temperatura de sub resfriamento para a mistura R227ea/R245fa

$\Delta T_{Sub\,res}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
80,00	3208	0,1567	0,3278	0,5	0,1378
76,33	3208	0,1567	0,3277	0,5	0,1358
72,67	3208	0,1567	0,3277	0,5	0,1342
69,00	3208	0,1567	0,3276	0,5	0,1330
65,33	3208	0,1567	0,3276	0,5	0,1321
61,67	3208	0,1567	0,3275	0,5	0,1314
58,00	3208	0,1567	0,3274	0,5	0,1307
54,33	3208	0,1567	0,3273	0,5	0,1300
50,67	3208	0,1567	0,3272	0,5	0,1294
47,00	3208	0,1567	0,3271	0,5	0,1288

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.6b - Resultados da variação da diferença de temperatura de sub resfriamento para a mistura MDM/R134a

$\Delta T_{Sub\,res}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950
10,44	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2956
10,89	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2963
11,33	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2967
11,78	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2978
12,22	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2984
12,67	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2992
13,11	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2998
13,56	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,3008
14,00	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,3014

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.6c - Resultados da variação da diferença de temperatura de sub resfriamento para a mistura MD2M/R134a

$\Delta T_{Sub\,res}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	745,1	0,0455	0,09178	0,23	0,3009
10,67	745,1	0,0455	0,09178	0,23	0,2939
11,33	745,1	0,0455	0,09179	0,23	0,2851
12,00	745,1	0,0455	0,09180	0,23	0,2745
12,67	745,1	0,0455	0,09180	0,23	0,2614
13,33	745,1	0,0455	0,09181	0,23	0,2455
14,00	745,1	0,0455	0,09181	0,23	0,2256
14,67	745,1	0,0455	0,09182	0,23	0,2014
15,33	745,1	0,0455	0,09183	0,23	0,1717
16,00	745,1	0,0455	0,09183	0,23	0,3150

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.6d - Resultados da variação da diferença de temperatura no economizador para a mistura D4/R134a

$\Delta T_{Sub\,res}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
10,00	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2897
12,22	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2931
14,44	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2960
16,67	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2979
18,89	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2981
21,11	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2958
23,33	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2889
25,56	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2747
27,78	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2474
30,00	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,1974

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.7a - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 01 para a mistura R227ea/R245fa

$\Delta T_{EVAP\,01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
115,00	3294	0,1567	0,3292	0,52	0,1287
118,89	3227	0,1567	0,3277	0,51	0,1293
122,78	3159	0,1567	0,3262	0,49	0,1300
126,67	3092	0,1567	0,3249	0,48	0,1307
130,56	3024	0,1567	0,3235	0,47	0,1315
134,44	2956	0,1567	0,3223	0,46	0,1322
138,33	2889	0,1567	0,3211	0,45	0,1331
142,22	2821	0,1567	0,3200	0,44	0,1341
146,11	2753	0,1567	0,3189	0,43	0,1354
150,00	2685	0,1567	0,3179	0,42	0,1366

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.7b - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 01 para a mistura MDM/R134a

$\Delta T_{EVAP\,01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
182,00	816,3	0,04331	0,08904	0,292	0,2950
182,33	801,8	0,04331	0,08881	0,290	0,2999
182,67	787,3	0,04331	0,08858	0,280	0,3051
183,00	772,8	0,04331	0,08837	0,280	0,3107
183,33	758,3	0,04331	0,08815	0,270	0,3168
183,67	743,8	0,04331	0,08795	0,270	0,3225
184,00	729,3	0,04331	0,08775	0,260	0,3288
184,33	714,8	0,04331	0,08756	0,260	0,3351
184,67	700,4	0,04331	0,08738	0,250	0,3421
185,00	685,9	0,04331	0,08720	0,250	0,3486

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.7c - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 01 para a mistura MD2M/R134a

$\Delta T_{EVAP\,01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
155,00	745,1	0,0455	0,09178	0,23	0,3009
155,11	741,1	0,0455	0,09172	0,23	0,2954
155,22	737,0	0,0455	0,09167	0,23	0,2885
155,33	732,9	0,0455	0,09161	0,22	0,2799
155,44	728,9	0,0455	0,09155	0,22	0,2691
155,56	724,8	0,0455	0,09150	0,22	0,2556
155,67	720,8	0,0455	0,09145	0,22	0,2387
155,78	716,7	0,0455	0,09139	0,22	0,2176
155,89	712,6	0,0455	0,09134	0,22	0,1913
156,00	708,6	0,0455	0,09129	0,22	0,1583

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.7d - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 01 para a mistura D4/R134a

$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
156,60	744,8	0,05772	0,1131	0,21	0,3117
155,09	807,9	0,05772	0,1141	0,23	0,2909
153,58	871,0	0,05772	0,1153	0,25	0,2725
152,07	934,1	0,05772	0,1165	0,27	0,2572
150,56	997,2	0,05772	0,1178	0,29	0,2450
149,04	1060,0	0,05772	0,1192	0,30	0,2345
149,53	1123,0	0,05772	0,1207	0,32	0,2261
146,02	1186,0	0,05772	0,1223	0,34	0,2188
144,51	1249,0	0,05772	0,1240	0,36	0,2125
143,00	1312,0	0,05772	0,1258	0,38	0,2070

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.8a - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 02 para a mistura R227ea/R245fa

$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
150,00	3208	0,1567	0,3272	0,5	0,1295
153,89	3208	0,1567	0,3279	0,5	0,1292
157,78	3208	0,1567	0,3287	0,5	0,1289
161,67	3208	0,1567	0,3298	0,5	0,1286
165,56	3208	0,1567	0,3310	0,5	0,1284
169,44	3208	0,1567	0,3325	0,5	0,1282
173,33	3208	0,1567	0,3343	0,5	0,1279
177,22	3208	0,1567	0,3363	0,5	0,1277
181,11	3208	0,1567	0,3386	0,5	0,1274
185,00	3208	0,1567	0,3411	0,5	0,1271

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.8b - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 02 para a mistura MDM/R134a

$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
150,00	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2950
152,78	816,3	0,04331	0,08904	0,29	0,2914
155,56	816,3	0,04331	0,08906	0,29	0,2879
158,33	816,3	0,04331	0,08911	0,29	0,2847
161,11	816,3	0,04331	0,08919	0,29	0,2818
163,89	816,3	0,04331	0,08930	0,29	0,2789
166,67	816,3	0,04331	0,08943	0,29	0,2760
169,44	816,3	0,04331	0,08960	0,29	0,2731
172,22	816,3	0,04331	0,08979	0,29	0,2704
175,00	816,3	0,04331	0,09001	0,29	0,2674

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.8c - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 02 para a mistura MD2M/R134a

$\Delta T_{EVAP\,01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
172,00	745,1	0,0455	0,09212	0,23	0,3030
168,89	745,1	0,0455	0,09196	0,23	0,3078
165,78	745,1	0,0455	0,09183	0,23	0,3126
162,67	745,1	0,0455	0,09175	0,23	0,3171
159,56	745,1	0,0455	0,09170	0,23	0,3207
156,44	745,1	0,0455	0,09169	0,23	0,3222
153,33	745,1	0,0455	0,09171	0,23	0,3186
150,22	745,1	0,0455	0,09177	0,23	0,3029
147,11	745,1	0,0455	0,09187	0,23	0,2559
144,00	745,1	0,0455	0,09199	0,23	0,1162

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela B.8d - Resultados da variação da diferença de temperatura no evaporador 02 para a mistura D4/R134a

$\Delta T_{EVAP\,01}$	$\dot{W}$	η_{th}	η_{ex}	$\dot{m}_1$	C
[K]	[kW]	-	-	[kmol/s]	[R$/kWh]
153,00	811,6	0,05772	0,1143	0,23	0,2846
150,44	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2890
147,89	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2929
145,33	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2965
142,78	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,2993
140,22	811,6	0,05772	0,1142	0,23	0,3008
137,67	811,6	0,05772	0,1143	0,23	0,2992
135,11	811,6	0,05772	0,1144	0,23	0,2907
132,56	811,6	0,05772	0,1146	0,23	0,2667
130,00	811,6	0,05772	0,1148	0,23	0,2040

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE C – Áreas superficiais de transferência de calor

Tabela C.1 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a pressão na entrada da turbina

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5711	0,1347	8664	0,2950	14302	0,2654	13491	0,2810
5522	0,1326	8545	0,2902	11931	0,3140	12408	0,2855
5516	0,1319	8433	0,2854	10458	0,3074	11560	0,2903
5505	0,1310	8328	0,2808	9441	0,2917	10875	0,2953
5497	0,1304	8229	0,2764	8694	0,2752	10308	0,3000
5554	0,1301	8136	0,2720	8123	0,2597	9829	0,3043
5543	0,1299	8050	0,2676	7678	0,2457	9419	0,3072
5515	0,1297	7969	0,2633	7330	0,2329	9063	0,3069
5486	0,1296	7893	0,2591	7053	0,2218	8751	0,2995
5459	0,1295	7823	0,2547	6854	0,2118	8475	0,2765

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às pressões mostradas na Tabela B.1a até Tabela B.1d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela C.2 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a temperatura na entrada da turbina

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5991	0,1368	8578	0,2915	16353	0,1334	10184	0,3127
5871	0,1356	8776	0,2995	16353	0,1334	9440	0,2997
5785	0,1345	9007	0,3080	16353	0,1334	8858	0,2852
5724	0,1336	9275	0,3169	16353	0,1334	8397	0,2709
5683	0,1327	9588	0,3252	16353	0,1334	8031	0,2571
5658	0,1320	9955	0,3337	16353	0,1334	7742	0,2441
5646	0,1312	10388	0,3423	16353	0,1334	7520	0,2318
5646	0,1304	10907	0,3494	16353	0,1334	7359	0,2206
5635	0,1297	11534	0,3528	16353	0,1334	7257	0,2100
5614	0,1290	12307	0,3500	16353	0,1334	7216	0,1997

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às temperaturas mostradas na Tabela B.2a até Tabela B.2d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela C.3 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a razão de pressão entre o estado 2 e 1

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5658	0,1344	8891	0,2950	13103	0,3030	9236	0,2969
5586	0,1335	8864	0,2937	13094	0,3025	9203	0,2936
5520	0,1328	8837	0,2925	13084	0,3021	9170	0,2906
5459	0,1322	8811	0,2915	13075	0,3017	9138	0,2879
5402	0,1316	8786	0,2906	13066	0,3015	9106	0,2856
5357	0,1311	8761	0,2899	13056	0,3012	9074	0,2836
5296	0,1306	8736	0,2894	13047	0,3009	9043	0,2821
5247	0,1301	8712	0,2890	13038	0,3007	9012	0,2806
5200	0,1298	8687	0,2889	13029	0,3005	8981	0,2799
5154	0,1295	8664	0,2889	13020	0,3005	8950	0,2797

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às razões de pressão mostradas na Tabela B.3a até Tabela B.3d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela C.4 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a razão de pressão entre o estado 3 e 1

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5675	0,1439	8664	0,3140	13075	0,3290	9051	0,3165
5614	0,1423	8660	0,3122	13067	0,3259	9038	0,3118
5593	0,1408	8657	0,3103	13061	0,3229	9030	0,3071
5583	0,1393	8654	0,3084	13056	0,3199	9023	0,3023
5576	0,1377	8652	0,3063	13051	0,3168	9018	0,2978
5572	0,1360	8649	0,3041	13047	0,3135	9013	0,2932
5569	0,1343	8647	0,3019	13044	0,3103	9009	0,2884
5567	0,1327	8645	0,2997	13041	0,3071	9006	0,2839
5566	0,1310	8643	0,2974	13038	0,3040	9003	0,2791
5565	0,1293	8641	0,2950	13036	0,3009	9000	0,2743

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às razões de pressão mostradas na Tabela B.4a até Tabela B.4d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.5 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a diferença de temperatura no AAF

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5494	0,1287	8817	0,295	13004	0,3001	8980	0,2861
5505	0,1288	8772	0,2947	13009	0,3001	8987	0,2868
5516	0,1289	8747	0,2944	13015	0,3002	8995	0,2876
5529	0,1289	8728	0,294	13022	0,3003	9005	0,2884
5543	0,1290	8713	0,2937	13030	0,3004	9016	0,2892
5560	0,1291	8700	0,2934	13038	0,3004	9028	0,2901
5578	0,1292	8689	0,2931	13048	0,3005	9043	0,2911
5600	0,1293	8680	0,2929	13059	0,3007	9062	0,2922
5626	0,1294	8671	0,2928	13072	0,3009	9084	0,2935
5658	0,1295	8664	0,2933	13088	0,3011	9113	0,2914

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às diferenças de temperatura no AAF mostradas na Tabela B.5a até Tabela B.5d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.6 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a diferença de temperatura no economizador

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
8457	0,1378	8664	0,295	13075	0,3009	14972	0,2897
7849	0,1358	8709	0,2956	13359	0,2939	13882	0,2931
7357	0,1342	8755	0,2963	13661	0,2851	12872	0,2960
6948	0,133	8802	0,2967	13983	0,2745	12071	0,2979
6603	0,1321	8849	0,2978	14325	0,2614	11385	0,2981
6306	0,1314	8898	0,2984	14691	0,2455	107191	0,2958
6047	0,1307	8947	0,2992	15084	0,2256	10269	0,2889
5818	0,13	8998	0,2998	15506	0,2014	9806	0,2747
5614	0,1294	9049	0,3008	15961	0,1717	9393	0,2474
5428	0,1288	9102	0,3014	16454	0,315	9022	0,1974

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às diferenças de temperatura no economizador mostradas na Tabela B.6a até Tabela B.6d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela C.7 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a diferença de temperatura no evaporador 01

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5537	0,1287	8664	0,2950	16047	0,3009	10018	0,3117
5511	0,1293	8782	0,2999	15600	0,2954	9064	0,2909
5503	0,1300	8915	0,3051	15190	0,2885	8477	0,2725
5510	0,1307	9068	0,3107	14814	0,2799	8092	0,2572
5528	0,1315	9243	0,3168	14468	0,2691	7831	0,2450
5554	0,1322	9445	0,3225	14147	0,2556	7651	0,2345
5587	0,1331	9679	0,3288	13850	0,2387	7529	0,2261
5627	0,1341	9953	0,3351	13573	0,2176	7448	0,2188
5671	0,1354	10277	0,3421	13316	0,1913	7398	0,2125
5721	0,1366	10665	0,3486	13075	0,1583	7372	0,2070

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às diferenças de temperatura no evaporador 01 mostradas na Tabela B.7a até Tabela B.7d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela C.8 – Resultado da área em relação ao custo específico para geração de eletricidade ao variar a diferença de temperatura no evaporador 02

R227ea/R245fa		MDM/R134a		MD2M/R134a		D4/R134a	
Área	C	Área	C	Área	C	Área	C
[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]	[m²]	[R$/kWh]
5658	0,1295	8664	0,2950	16752	0,3030	15127	0,2846
5599	0,1292	8438	0,2914	14502	0,3078	13518	0,2890
5552	0,1289	8232	0,2879	12983	0,3126	12354	0,2929
5514	0,1286	8042	0,2847	11879	0,3171	11467	0,2965
5481	0,1284	7865	0,2818	11035	0,3207	10765	0,2993
5452	0,1282	7701	0,2789	10366	0,3222	10193	0,3008
5427	0,1279	7548	0,2760	9819	0,3186	9717	0,2992
5403	0,1277	7403	0,2731	9362	0,3029	9313	0,2907
5381	0,1274	7267	0,2704	8972	0,2559	8964	0,2667
5361	0,1271	7139	0,2674	8636	0,1162	8660	0,2040

Nota: para cada mistura os valores apresentados se correspondem às diferenças de temperatura no evaporador 02 mostradas na Tabela B.8a até Tabela B.8d, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE D - Resultados dos parâmetros operacionais selecionados a fim de obter maior potência específica

Tabela D.1 – Resultado final da variação dos parâmetros operacionais para todas as misturas

Mistura	P_1	T_1	P_2/P_1	P_3/P_1
	[kPa]	[K]	-	-
R227ea/R245fa	2960	502,15	0,32	0,20
MDM/R134a	1955	523,00	0,55	0,50
MD2M/R134a	2850	554,00	0,75	0,60
D4/R134a	2920	548,00	0,56	0,43
Mistura	ΔT_{AAF}	$\Delta T_{Sub\ res}$	$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\Delta T_{EVAP\ 02}$
	[K]	[K]	[K]	[K]
R227ea/R245fa	40	51	120	185,0
MDM/R134a	29	10	182	174,0
MD2M/R134a	43	18	156	144,0
D4/R134a	10	33	155	127,5

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE E - Resultados dos parâmetros operacionais ao otimizar a potência específica

Tabela E.1 – Resultado dos parâmetros operacionais ao maximizar a potência gerada pra todas as misturas

Mistura	P_1	T_1	P_2/P_1	P_3/P_1
	[kPa]	[K]	-	-
R227ea/R245fa	2660	500,50	0,3412	0,8000
MDM/R134a	1955	523,00	0,5500	0,5000
MD2M/R134a	2850	554,00	0,7500	0,6000
D4/R134a	2550	550,33	0,7750	0,4438
Mistura	ΔT_{AAF}	$\Delta T_{Sub\ res}$	$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\Delta T_{EVAP\ 02}$
	[K]	[K]	[K]	[K]
R227ea/R245fa	10,00	47,00	115	150,00
MDM/R134a	29,00	10,00	182	150,00
MD2M/R134a	10,00	10,50	155	145,31
D4/R134a	53,73	10,27	143	132,09

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE F - Resultados da modelagem econômica

Tabela F.1 – Resultado da estimativa de custos para todas as misturas

Mistura	*IT*	*I*	*C*	*A*
	[R$]	[R$/kW]	[R$/kWh]	[m²]
R227ea/R245fa	16.593.716	5.722	0,1324	8543
MDM/R134a	16.316.443	15.482	0,2472	8368
MD2M/R134a	15.002.384	14.307	0,2333	7455
D4/R134a	15.503.284	11.360	0,1987	8022

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela F.2 – Resultado dos indicadores econômicos para a mistura R227ea/R245fa

Ano	*FC*	*VLP*	*TR*	*TIR*
	[R$]	[R$]	[anos]	[%]
1	-16.600.000	-15.500.000	2,654	74,88
2	10.000.000	-6.750.000		
3	10.000.000	1.440.000		
4	10.000.000	9.090.000		
5	10.000.000	16.200.000		
…	…	…		
20	10.000.000	29.200.000		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela F.3 – Resultado dos indicadores econômicos para a mistura MDM/R134a

Ano	*FC*	*VLP*	*TR*	*TIR*
	[R$]	[R$]	[anos]	[%]
1	-16.300.000	-15.200.000	5,476	83,91
2	3.650.000	-12.100.000		
3	3.650.000	-9.090.000		
4	3.650.000	-6.310.000		
5	3.650.000	-3.710.000		
…	…	…		
20	3.650.000	20.800.000		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela F.4 – Resultado dos indicadores econômicos para a mistura MD2M/R134a

Ano	*FC*	*VLP*	*TR*	*TIR*
	[R$]	[R$]	[anos]	[%]
1	-14.900.000	-14.000.000	5,119	83,09
2	3.630.000	-10.800.000		
3	3.630.000	-7.830.000		
4	3.630.000	-5.070.000		
5	3.630.000	-2.480.000		
…	…	…		
20	3.630.000	21.600.000		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela F.5 – Resultado dos indicadores econômicos para a mistura D4/R134a

Ano	*FC*	*VLP*	*TR*	*TIR*
	[R$]	[R$]	[anos]	[%]
1	-15.500.000	-14.500.000	4,284	80,81
2	4.720.000	-10.400.000		
3	4.720.000	-6.510.000		
4	4.720.000	-2.910.000		
5	4.720.000	453.000		
…	…	…		
20	4.720.000	32.200.000		

Fonte: Elaborado pelo autor.

APÊNDICE G - Resultados obtidos com custo específico para geração de eletricidade otimizados

Tabela G.1 – Resultado dos parâmetros operacionais ao maximizar o custo específico para geração de eletricidade pra todas as misturas

Mistura	P_1	T_1	P_2/P_1	P_3/P_1
	[kPa]	[K]	-	-
R227ea/R245fa	2960	500,50	0,3412	0,20
MDM/R134a	1955	523,00	0,5500	0,50
MD2M/R134a	2069	554,00	0,9000	0,90
D4/R134a	2834	547,13	0,6925	0,43
Mistura	ΔT_{AAF}	$\Delta T_{Sub\ res}$	$\Delta T_{EVAP\ 01}$	$\Delta T_{EVAP\ 02}$
	[K]	[K]	[K]	[K]
R227ea/R245fa	10,00	47,00	115,00	184,47
MDM/R134a	10,00	10,00	182,00	173,99
MD2M/R134a	11,00	10,00	155,42	144,00
D4/R134a	64,25	10,54	151,13	144,01

Fonte: Elaborado pelo autor.