

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

Carlos Eymel Campos Rodríguez

**Análise Paramétrica das Opções Tecnológicas para a Geração de
Eletricidade a Partir de Fontes Geotérmicas Melhoradas de Baixa
Temperatura.**

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

Área de Concentração: Conversão de Energia

Orientador: Prof. Dr. Osvaldo J. Venturini

Co-orientador: Prof. Dr. Electo E. Silva Lora

Dezembro de 2014
Itajubá

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

Carlos Eymel Campos Rodríguez

**Análise Paramétrica das Opções Tecnológicas para a Geração de
Eletricidade a Partir de Fontes Geotérmicas Melhoradas de Baixa
Temperatura.**

**Tese aprovada por banca examinadora em 1 de
dezembro de 2014, conferindo ao autor o título de
Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Orientador)

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora (Co-Orientador)

Prof. Dr. Lourival Jorge Mendes Neto

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Prof. Dr. Marcelo José Pirani

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio

**Itajubá
2014**

Agradecimentos

Ao meu orientador, Prof. Dr. Osvaldo José Venturini, pelo estímulo, paciência, amizade, e conhecimento que foram fundamentais para a realização deste trabalho de tese.

Ao meu co-orientador, Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, pela dedicação, compreensão, apoio, paciência e amizade em todo momento.

Aos Professores da Universidade Federal de Itajubá, pelo apoio e valiosas sugestões, que contribuíram para a elaboração deste trabalho. Dentre esses, em especial destaque o Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacios e o Prof. Dr. Vladmir Rafael Melián Cobas.

Também quero agradecer a colaboração dos professores Dr. Arnaldo Martínez Reyes, Dr. Oscar Almazán del Olmo, Dr. René Lesme Jaén, Dr. Reinaldo Guillén Gordín e membros da banca examinadora pelas revisões, comentários e sugestões.

Aos meus colegas do Núcleo de Excelência em Geração Termelétrica (NEST), pelo permanente incentivo, colaboração e amizade.

Aos programas de bolsas da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pelo apoio financeiro. Agradeço também à empresa AES pela oportunidade de participar de seus projetos de pesquisa e desenvolvimento.

Dedicatória

À minha esposa Yanet

Aos meus filhos Carlos Alejandro e Estevam

Aos meus pais Celia Rosa e Juan Carlos

À minha irmã Eily

Resumo

RODRÍGUEZ, C. E. C. (2014), *Análise Paramétrica das Opções Tecnológicas para a Geração de Eletricidade a partir de Fontes Geotérmicas Melhoradas de Baixa Temperatura*. Itajubá, 200p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia de estudo da utilização de sistema binários para a geração de eletricidade a partir de fontes geotérmicas melhoradas de baixa temperatura para o Brasil, baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica e numa análise econômica para determinar o custo unitário de produção de eletricidade (LCOE).

Primeiramente é realizado um estudo e caracterização das fontes geotérmicas que existem no mundo e em especial no Brasil e são determinados os gradientes geotérmicos de regiões anômalas. São estudados os diferentes sistemas de geração de eletricidade a partir de fontes geotérmicas e uma especial atenção é dada aos sistemas binários de geração (Sistema Kalina e Sistema Orgânico de Rankine).

O grau de superaquecimento do vapor na entrada da turbina, pressão de vaporização, Diferencial de Temperatura Pinch, Diferencial de Temperatura Terminal, características e tipo de fluido de trabalho, vazão mássica e temperatura da fonte de calor (entre 90 °C e 140 °C), são os principais parâmetros de projeto avaliados neste trabalho para as tecnologias ORC e Kalina. São analisados 15 fluidos de trabalho para o caso de ORC e três concentrações diferentes da mistura amônia-água para o caso do sistema Kalina. Determina-se assim a influência destes parâmetros sobre o desempenho de cada sistema e os custos da energia produzida.

As condições termodinâmicas dos sistemas de conversão de energia térmica em elétrica são também avaliadas através da análise energética e exergética de cada tecnologia com o objetivo de realizar uma comparação mais abrangente dos sistemas utilizando os diferentes fluidos de trabalho. É realizada em seguida uma análise econômica do tipo LCOE para determinar o custo de produção do kWh para fontes geotérmicas em poços profundos (EGS) para cada uma das opções tecnológicas estudadas.

Palavras-chave: Sistema Kalina, ORC, parâmetros de projeto, LCOE, EGS.

Abstract

RODRÍGUEZ, C. E. C. (2014), *Parametric Analysis of the Technological Options for Electricity Generation from Low-Temperature Enhanced Geothermal Systems*. Itajubá, 200p. PhD. Thesis -Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

This work presents a methodology to study the use of binary system for electricity generation from low-temperature enhanced geothermal systems in Brazil, based on the first and second law of thermodynamics and a LCOE economic analysis.

Firstly, a study and characterization of geothermal resources in the world and particularly in Brazil is carried out. Geothermal gradients of anomalous regions are determined. Are studied the different systems for electricity generation from geothermal sources and special attention is given to binary systems (ORC and Kalina).

The degree of superheated steam at the turbine inlet, vaporization pressure, Pinch Point Temperature, Terminal Temperature Differential, type and characteristics of the working fluid, mass flow rate and temperature of the heat source (between 90 °C to 140 °C) are the main operation parameters evaluated in this study for ORC and Kalina technologies from 15 working fluids for the case of ORC and three different concentrations of ammonia-water mixture in the case of the Kalina cycle. Thus, determining the influence of these parameters on the performance of each system and the cost of energy produced.

The thermodynamic conditions of the energy conversion systems of thermal into electrical energy are evaluated too, using energy and exergy analysis in order to make a comprehensive comparison of each technology using different working fluids. Then an LCOE type economic analysis is performed to determine the cost of electricity production of the EGS for each studied technological options.

Keywords: Kalina cycle, ORC, operation parameters, LCOE, EGS.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	I
DEDICATÓRIA	II
RESUMO.....	III
ABSTRACT	IV
LISTA DE FIGURAS.....	IV
LISTA DE TABELAS.....	VII
SIMBOLOGIA	VIII
1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Motivação. -----	12
1.2 Objetivos. -----	15
1.3 Estrutura da Tese. -----	16
2. FONTES GEOTÉRMICAS NO MUNDO E NO BRASIL.....	17
2.1 Introdução. -----	17
2.2 Energia geotérmica e reservatórios geotérmicos. -----	18
2.2.1 Energia geotérmica.	18
2.2.2 Principais impactos ambientais da energia geotérmica.	20
2.2.3 Classificação dos Recursos Geotérmicos.....	21
2.2.4 Reservatórios e uso de recursos geotérmicos.....	23
2.3 Sistemas Geotérmicos Melhorados (EGS). -----	26
2.4 Características geotérmicas do Brasil-----	30
2.4.1 Estudos geotérmicos regionais.....	33
3. TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DA ENERGIA GEOTÉRMICA.....	39
3.1 Generalidades. -----	39
3.2 Tecnologias de Geração de Eletricidade. -----	39
3.2.1 Plantas Tipo Vapor Direto.	42
3.2.2 Plantas Tipo “Flash”.	43
3.2.3 Ciclos Binários.....	45

4. ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA PLANTA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC).	51
4.1 Introdução-----	51
4.2 Análise termodinâmica do sistema ORC. -----	52
4.3 Análise Energética do sistema ORC. -----	54
4.4 Análise das propriedades termofísicas e ambientais dos fluidos de trabalho.-----	55
4.4.1 Inclinação da curva de vapor saturado.....	55
4.4.2 Compatibilidade com materiais e estabilidade.	57
4.4.3 Condutividade térmica.	57
4.4.4 Calor latente.	58
4.4.5 Densidade e calor específico.....	60
4.4.6 Aspectos ambientais e de segurança.	60
4.5 Análise do Evaporador. -----	62
4.5.1 Superaquecimento do vapor.....	63
4.5.2 Diferencial de Temperatura Pinch	66
4.5.3 Diferencial de Temperatura Terminal e pressão de vaporização.....	68
4.6 Análise da turbina. -----	71
4.7 Cálculo das áreas dos trocadores de Calor do sistema ORC. -----	72
4.8 Análise Exergética do sistema ORC. -----	77
4.8.1 Temperatura média termodinâmica de adição e rejeição de calor.	82
4.8.2 Eficiência exergética e custo exergético.	85
4.9 Análise dos resultados. -----	86
5. ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA PLANTA DE CICLO KALINA.	93
5.1 Introdução-----	93
5.2 Mistura amônia-água. -----	95
5.2.1 Diagrama de fases.	96
5.2.2 Riscos do uso da amônia.	98
5.3 Análise do ciclo termodinâmico. -----	99
5.4 Análise do Evaporador. -----	101
5.4.1 Diferencial de Temperatura Terminal.....	102
5.4.2 Pressão de Vaporização.	103
5.4.3 Diferencial de Temperatura Pinch.	105
5.5 Análise da turbina-----	106
5.6 Cálculos das áreas dos trocadores de Calor do sistema Kalina-----	107
5.7 Análise exergética do Ciclo Kalina.-----	109

5.8 Análise dos resultados.	110
6. ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA EGS NO BRASIL.....	116
6.1 Introdução.	116
6.2 Estimativa de custos dos principais componentes do sistema térmico.	116
6.3 Critérios econômicos para a implementação de um EGS.	123
6.3.1 Análise de custos.....	124
6.3.2 Custos da energia geotérmica por Regiões no Brasil.....	132
6.3.3 Análise de sensibilidade.....	133
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	135
7.1 Conclusões.....	135
7.2 Recomendações para Trabalhos Futuros	139
APÊNDICE A – Parâmetros termodinâmicos dos fluidos de trabalho considerados para a análise no sistema ORC.....	140
APÊNDICE B – Propriedades termodinâmicas de cada corrente do sistema Kalina.	142
APÊNDICE C – Análise paramétrica do sistema ORC para os diferentes pontos de projeto.	144
APÊNDICE D - Análise paramétrica do sistema Kalina para as diferentes condições operacionais	175
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	187

Lista de Figuras

Figura 2.1- Aproveitamento dos recursos geotérmicos em função da temperatura do fluido geotérmico.	22
Figura 2.2- Distribuição das principais placas da crosta terrestre.	24
Figura 2.3- Esquema de um EGS	27
Figura 2.4- Custos de produção de eletricidade a partir de fontes geotérmicas.	29
Figura 2.5 - Profundidade do poço e Temperatura do reservatório dos principais projetos EGS no mundo.	30
Figura 2.6- Mapa geológico Simplificado do Brasil	32
Figura 2.7- Mapa de gradiente de temperatura da bacia de Taubaté.	33
Figura 2.8- Mapa de gradientes máximos de temperatura em relação à temperatura da superfície, na área da província de São Francisco.	34
Figura 2.9- Mapa de gradiente geotérmico do Estado da Bahia.	35
Figura 2.10- Mapa dos gradientes geotérmicos dos estados nordestinos do Ceará e Rio Grande do Norte.	36
Figura 2.11- Mapa dos gradientes geotérmicos no nordeste dos estados costeiros de Sergipe e Alagoas.	37
Figura 2.12- Mapa dos gradientes geotérmicos no litoral da bacia do Espírito Santo.	37
Figura 3.1- (a) Porcentagem da capacidade instalada por planta geradora. (b) Porcentagem de unidades por tipo de planta geradora.	41
Figura 3.2- Utilização de recursos geotérmicos para diferentes ciclos para a geração de eletricidade.	42
Figura 3.3- Esquema simplificado de uma planta tipo vapor direto.	43
Figura 3.4- Planta de geração elétrica a partir de energia geotérmica tipo Simples Flash com condensação.	44
Figura 3.5- Planta de geração de eletricidade tipo Duplo Flash com condensação a partir de fontes geotérmicas.	44
Figura 3.6- Sistema geotérmico utilizando o Ciclo Orgânico de Rankine para a produção de potência elétrica.	45
Figura 3.7- Planta de geração de eletricidade baseada no Ciclo Kalina a partir de fontes geotérmicas.	46
Figura 3.8- a) Diagrama de fluxos para um ciclo CO ₂ supercrítico, b) Diagrama T-s do ciclo CO ₂ supercrítico.	47
Figura 3.9- Correlação entre a eficiência térmica de plantas binárias com a temperatura do fluido geotérmico.	48
Figura 3.10- Sistema híbrido solar/binário com superaquecimento solar do fluido de trabalho.	49
Figura 4.1- a) Esquema de ciclo ORC, b) diagrama T-s do ciclo.	52
Figura 4.2- Diagrama T-s para fluidos úmidos, isentrópicos e secos.	56

Figura 4.3- Análise combinatória utilizando três eventos diferentes.	63
Figura 4.4- Processo de vaporização. a) com superaquecimento do vapor, b) sem superaquecimento do vapor.	64
Figura 4.5- Influência do superaquecimento do vapor sobre a vazão de fluido de trabalho evaporada.	64
Figura 4.6- Influência do superaquecimento do vapor sobre o potência líquida do sistema.	65
Figura 4.7- Influência do superaquecimento do vapor sobre a vazão de fluido de trabalho evaporada.	66
Figura 4.8- Influência do superaquecimento do vapor sobre o potência líquida do sistema.	66
Figura 4.9- Diagrama de transferência de calor para o evaporador.	67
Figura 4.10- Sistema termodinâmico da planta ORC para uma fonte geotérmica com temperatura T_{s1} e, a) Altas pressões de vaporização, b) Baixas pressões de vaporização.	69
Figura 4.11- Influência da Pressão de Vaporização, o Diferencial de Temperatura Pinch e superaquecimento do vapor na entrada da turbina sobre a produção de potência no sistema ORC.	70
Figura 4.12- Influência da Pressão de Vaporização, o Diferencial de Temperatura Pinch e superaquecimento do vapor na entrada da turbina sobre a produção de potência no sistema ORC.	70
Figura 4.13- Fator de Dimensionamento da turbina para cada fluido de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.	72
Figura 4.14- Diagrama de temperatura versus calor de um evaporador.	73
Figura 4.15- Área de troca de calor requerida para a produção de potência no ciclo ORC.	75
Figura 4.16- Relação entre a potência líquida e a área total dos equipamentos de troca de calor para os diferentes fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.	76
Figura 4.17- Exergia de uma substância que libera calor de uma temperatura T até a temperatura T_0 a pressão atmosférica.	78
Figura 4.18- Temperatura média termodinâmica de absorção e rejeição de calor utilizando I- Butano como fluido de trabalho.	83
Figura 4.19- Exergia de fluxo do fluido de trabalho (I-Butano), na entrada da turbina para diferentes pontos de projeto.	84
Figura 4.20- Exergia de fluxo do fluido de trabalho (R-40), na entrada da turbina para diferentes pontos de projeto.	85
Figura 4.21- Calor latente dos diferentes fluido de trabalho versus a temperatura da fonte geotérmica.	87
Figura 4.22- Eficiência térmica do sistema para cada fluido de trabalho utilizando diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	88
Figura 4.23- Vazão mássica de fluido de trabalho com relação à temperatura da fonte.	89
Figura 4.24- Potência mecânica produzida por cada fluido de trabalho contra a temperatura da fonte geotérmica.	89
Figura 4.25- Eficiência exergética de cada fluido de trabalho variando a temperatura da fonte geotérmica.	90
Figura 4.26- Cálculo do custo exergético para cada fluido de trabalho.	91
Figura 4.27- Irreversibilidades de cada componente do ciclo com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.	92
Figura 5.1- Diagrama de fases da mistura amônia-água a 550 kPa.	96
Figura 5.2- Representação esquemática do Ciclo Kalina para fontes geotérmicas.	99
Figura 5.3- Mudança da concentração do fluido rico em amônia com o aumento do TTD.	102
Figura 5.4- Variação da vazão mássica de vapor rico em amônia com o aumento do TTD. .	103
Figura 5.5- Variação da pressão de vaporização para diferentes TTD e temperatura da fonte geotérmica utilizando 84% de NH_3 na mistura amônia-água.	104
Figura 5.6- Diagrama de transferência de calor do processo de vaporização de um fluido puro e uma mistura não azeotrópica de fluidos.	105

Figura 5.7- Influência do ΔT_{pp} sobre a potência líquida produzida para diferentes TTD e temperaturas da fonte geotérmica.	106
Figura 5.8- Fator de Dimensionamento da turbina para cada mistura de fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.	107
Figura 5.9- Área de troca de calor para a produção de potência no sistema Kalina.	108
Figura 5.10- Consumo da bomba com relação à TTD para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	111
Figura 5.11- Potência líquida produzida para as diferentes concentrações da amônia e a água na mistura.	111
Figura 5.12- Vazão mássica de fluido de trabalho para as diferentes concentrações de amônia-água na mistura.	112
Figura 5.13- Eficiência térmica utilizando diferentes concentrações da mistura amônia-água para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	113
Figura 5.14- Eficiência exergética utilizando diferentes concentrações da mistura amônia-água para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	113
Figura 5.15- Cálculo do custo exergético para cada mistura amônia-água.	114
Figura 5.16- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 65% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.	114
Figura 5.17- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 75% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.	115
Figura 5.18- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 84% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.	115
Figura 6.1- Custo dos trocadores de calor para as diferentes temperaturas da fonte de calor no sistema ORC.	118
Figura 6.2- Custo dos trocadores de calor para as diferentes temperaturas da fonte de calor no sistema Kalina.	118
Figura 6.3- Custo da bomba de alimentação do sistema ORC para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	120
Figura 6.4- Custo da turbina do sistema ORC para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	120
Figura 6.5- Custo da bomba de alimentação do sistema Kalina para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	121
Figura 6.6- Custo da turbina do sistema Kalina para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.	121
Figura 6.7- Tendência dos custos do sistema ORC em função da potência produzida.	122
Figura 6.8- Tendência dos custos do sistema Kalina em função da potência produzida.	123
Figura 6.9- Custo do poço versus a profundidade para diferentes condições geológicas.	125
Figura 6.10- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 3000 m de profundidade.	128
Figura 6.11- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 4000 m de profundidade.	129
Figura 6.12- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 5000 m de profundidade.	129
Figura 6.13- Valores do LCOE para cada potência produzida pelo sistema ORC e temperatura da fonte geotérmica.	130
Figura 6.14- Valores do LCOE para cada potência produzida pelo sistema ORC e temperatura da fonte geotérmica.	131
Figura 6.15- Custo de produção da energia geotérmica nas diferentes regiões do Brasil.	132
Figura 6.16- Sensibilidade do custo unitário da energia para o sistema ORC.	133
Figura 6.17- Sensibilidade do custo unitário da energia para o sistema Kalina.	133

Lista de Tabelas

Tabela 2.1- Opções de utilização de energias renováveis para o fornecimento de energia útil.	18
Tabela 2.2- Capacidade de geração geotérmica instalada mundialmente até 2010 e previsões de geração até 2015.	20
Tabela 2.3- Probabilidade e severidade dos potenciais impactos de projetos de energia geotérmica.	21
Tabela 2.4- Classificação de fontes geotérmicas com base na sua temperatura segundo diferentes autores.	22
Tabela 2.5- Classificação de fontes geotérmicas com base no seu estado físico	22
Tabela 4.1- Impacto ambiental e de segurança dos fluidos orgânicos.	61
Tabela 4.2- Valores aproximados de \bar{U} para diferentes fluidos.	75
Tabela 4.3- Definição de F, P e E_d de cada componente do ORC.....	81
Tabela 5.1- Plantas existentes que utilizam o Ciclo Kalina para a produção de eletricidade. .	95
Tabela 5.2- Parâmetros termodinâmicos da amônia e a água.....	97
Tabela 5.3- Efeitos físicos causados pela amônia em seres humanos.	98
Tabela 5.4- Valores aproximados de \bar{U} para diferentes processos da mistura amônia-água. .	108
Tabela 6.1- Dados econômicos para a usina EGS.	127

Simbologia

A	Área (m^2)
A	Fator de anuidade
a, b	Parâmetros da equação de estado
b	Custo exergético
C	Custo (US\$)
C_p	Capacidade calorífica a pressão constante (J/kg K)
E	Exergia específica (kJ/kg)
\dot{E}	Fluxo exergético (kW)
F	Recurso exergético (kW)
f_r	Fração de vapor ou líquido na mistura
h	Entalpia específica (kJ/kg)
I	Destuição de exergia interna (kW)
i	Taxa de juros
k	Condutividade térmica (W/m K)
L	Calor latente de vaporização (kJ/kg)
L	Perdas exergéticas (kW)
M	Massa molecular (g/mol)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
P	Pressão (kPa)
P	Produto exergético (kW)
\dot{Q}	Calor cedido/absorvido (kW)
R	Constante do gás (J/kg K)
s	Entropia específica (kJ/kg K)
SF	Fator de dimensionamento da turbina (m)
T	Temperatura (absoluta) (K)

T	Temperatura (°C)
\bar{U}	Coeficiente global de transferência de calor
V	Volume específico (m ³ /kg)
\dot{v}	Vazão volumétrica (m ³ /s)
\dot{W}	Potência (kW)
x	Fração molar da amônia na mistura
y	Fração molar da água na mistura
Z	Fator de compressibilidade $P_c V_c / RT_c$
ΔH_{evap}	Entalpia de vaporização (kJ/kg)

Símbolos e letras Gregas

ξ	Inclinação da curva do vapor no diagrama T-s.
σ	Entropia produzida por irreversibilidades internas
η	Eficiência térmica
ρ	Densidade (kg/m ³)
γ	Razão dos calores específicos (C_p/C_v)
ε	Eficiência exergética
α	Função da temperatura reduzida e do fator acêntrico
ω	Fator acêntrico

Abreviaturas

<i>EGS</i>	Sistema Geotérmico Melhorado (Enhanced Geothermal System).
<i>CHP</i>	Geração combinada de calor e energia elétrica (Combined Heat and Power).
<i>ORC</i>	Ciclo Orgânico de Rankine (Organic Rankine Cycle).
<i>O&M</i>	Custos de operação e manutenção (Operation & Maintenance).
<i>IEA</i>	Agencia Internacional de Energia (International Energy Agency).
<i>ODP</i>	Potencial de destruição da camada de ozônio (Ozone Depletion Potential).
<i>GWP_{100 anos}</i>	Potencial de aquecimento global para 100 anos (Global Warming Potential)

<i>LT</i>	Baixa temperatura (Low Temperature).
<i>HT</i>	Alta temperatura (High Temperature).
<i>LCOE</i>	Custo Nivelado da Energia (Levelized Cost of Energy).

Subscritos

<i>0</i>	Estado morto
<i>a</i>	Anual
<i>a</i>	Adicionado ao ciclo
<i>b</i>	Bomba
<i>b</i>	Ponto de ebulição
<i>c</i>	Crítica
<i>c</i>	Fria
<i>ciclo</i>	Ciclo
<i>d</i>	Destruição da exergia
<i>eq</i>	Equipamento
<i>ent</i>	Entrada
<i>evit</i>	Evitáveis
<i>f</i>	Componente físico da exergia
<i>F</i>	Recurso
<i>fg</i>	Fluido geotérmico
<i>ft</i>	Fluido de trabalho
<i>G</i>	Gás
<i>h</i>	Quente
<i>lat</i>	Latente
<i>liq</i>	Líquido
<i>int</i>	Intrínsecas
<i>isen</i>	Isentrópico
<i>k</i>	Componente cinético da exergia
<i>L</i>	Líquido
<i>M</i>	Média
<i>n</i>	Subsistema
<i>P</i>	Produto

<i>pp</i>	Pinch Point
p_{NH_3}	Fluido pobre em NH ₃
<i>pot</i>	Componente potencial da exergia
<i>q</i>	Componente químico da exergia
<i>r</i>	Rejeitado do ciclo
<i>r</i>	Temperatura/pressão reduzida ($T_r = T/T_c$)
r_{NH_3}	Fluido rico em NH ₃
<i>sai</i>	Saída
<i>sen</i>	Sensível
<i>SIS</i>	Sistema
<i>t</i>	Turbina

Sobrescrito

H_2O	Água
<i>L</i>	Anos de vida útil da planta
NH_3	Amônia
<i>Q</i>	Calor

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação.

O consumo de energia primária aumenta em todo o mundo exponencialmente, ano após ano, devido ao crescimento contínuo da população mundial e à maior demanda humana por energia e, em consequência, aumenta-se a geração de poluentes e outros resíduos que afetam a camada de ozônio.

A taxa de crescimento do consumo de energia sendo maior do que a taxa de renovação, produz um modelo insustentável da matriz energética global em três eixos: o esgotamento de recursos energéticos não renováveis, mudanças climáticas desfavoráveis à sustentabilidade ambiental e a cada vez mais débil segurança energética dos países que não têm os seus próprios recursos ou tecnologias para transformá-la em formas úteis.

Soluções para este problema estão relacionadas à utilização de fontes locais de energia não baseados na queima de hidrocarbonetos e no desenvolvimento de tecnologias que permitam sua comercialização e introdução na matriz energética do país em médio prazo.

A energia geotérmica é definida como o calor contido no interior da terra. Aquela fração de calor que pode ou poderia ser recuperado e explorado pelo homem, recebe o nome de recurso geotérmico. A temperatura da terra não é constante e aumenta com a profundidade desde a superfície até o núcleo, onde atinge temperaturas próximas aos 7000 °C. Globalmente, a energia armazenada na crosta terrestre até uma profundidade de 5000 m é estimada em 140×10^6 EJ [1]. Os aumentos da temperatura com a profundidade, os vulcões e as fontes termais constituem a expressão visível do calor contido no interior da terra.

Até recentemente os sistemas de energia geotérmica têm explorado apenas os recursos nos quais o calor, a água e a permeabilidade das rochas estão presentes de maneira natural, permitindo a extração de energia de forma simples [2]. No entanto, de longe, a maior parte da

energia geotérmica está na rocha quente a vários quilômetros de profundidade [3,4]. O Sistema Geotérmico Melhorado (EGS) é um novo tipo de tecnologia para a conversão da energia geotérmica que não requer recursos naturais hidrotermais e que permite a extração dos recursos geotérmicos nesta rocha quente através da estimulação hidráulica.

O mundo está olhando para esta fonte de energia com grande interesse. O governo da Austrália, por exemplo, anunciou investimentos, entre o ano 2002 e 2015, de mais de US\$ 3.187.000.000,00 em estudos geofísicos, perfuração, estimulação de reservatórios e testes de fluidos [5]. A esta iniciativa somou-se países como: Islândia, Estados Unidos, Filipinas, Indonésia, Itália, França e Alemanha, entre outros.

Hal Gurgenci, diretor de Queensland Geothermal Energy numa conferência realizada no ano 2014 [6] expõe que com o nível atual de crescimento da energia geotérmica, a partir de fontes convencionais, não se terá um impacto significativo no setor elétrico mundial. Para que esta energia aporte contribuições significativas é necessário um crescimento exponencial da produção, e este crescimento só pode ser atingido se as plantas EGS forem amplamente exploradas em todo o mundo. Atualmente não existe ou são muito escassos no Brasil estudos de fontes geotérmicas e gradientes de temperatura por profundidade nas diferentes regiões do território para a geração de energia elétrica.

O Brasil possui recursos geológicos e gradientes de calor superiores à média mundial em alguns lugares pontuais de alguns estados como: São Paulo, Bahia, Espírito Santo, e Rio Grande do Norte entre outros [7]. Embora exista um estudo geotérmico das regiões anômalas no Brasil [8,9,10,11], ainda não existe um estudo dirigido à produção de energia elétrica a partir destas fontes de calor.

Um dos principais problemas referente ao aproveitamento das fontes de energia geotérmica é que as fontes de média e alta temperatura estão disponíveis em poucos lugares do planeta, sendo necessário desenvolver tecnologias de aproveitamento das fontes de baixa temperatura. Dentre as tecnologias disponíveis destacam-se o Ciclo Kalina e o ORC.

O Ciclo Kalina e o ORC são tecnologias utilizadas atualmente para produzir trabalho útil a partir de fontes de calor de baixa temperatura. Estes ciclos se caracterizam por utilizar fluidos de trabalho ou misturas de fluidos que apresentam baixas temperaturas de vaporização, o qual os torna propícios para o aproveitamento de fontes de calor de baixa temperatura.

A água é o fluido de trabalho mais utilizado nos ciclos de geração de potência, devido a suas vantagens, tais como: preço, disponibilidade e não-toxicidade. No entanto, para baixas temperaturas (abaixo de 370 °C), a utilização de um sistema Rankine convencional tem várias limitações como por exemplo: é necessário a produção de um vapor com pressões abaixo da atmosférica, uma turbina a vapor de baixa pressão poderia ser demasiado grande ou ineficiente

por causa do elevado fluxo volumétrico a baixa pressão, para a geração de potência a grande escala (acima de 10 MW), as turbinas a vapor podem atingir eficiências isentrópicas de aproximadamente 80%, mas para produção de potência a pequena escala (entre 10 kW e 100 kW), a faixa de eficiência isentrópica da turbina varia entre 25% a 50% [11].

A escolha de fluidos orgânicos para o uso nos ciclos Rankine para a produção de energia elétrica oferece algumas vantagens termodinâmicas sobre a água, como são: a) elevado peso molecular e baixo número de átomos por molécula, o qual resulta em títulos do vapor elevados na saída da turbina; b) pequenas variações da entalpia na turbina, o que significa operar a baixas rotações e pequenos diâmetros; c) altas densidades do vapor; e d) elevadas eficiências do ciclo, especialmente para fontes de calor de baixa temperatura [12].

Algumas outras propriedades a serem assinaladas são: a curva de saturação no diagrama T-s, a qual pode ser positiva, negativa ou vertical. De acordo com esta característica, os fluidos podem ser chamados de: úmidos, secos e isentrópicos, respectivamente. Os fluidos úmidos, como a água, necessitam ser superaquecidos na entrada da turbina para, após a expansão, não caírem na zona de mistura (com títulos inferiores a 85%), e assim evitar danos nas pás deste equipamento. Fluidos isentrópicos e secos, não precisam ser superaquecidos. Outra vantagem é que a turbina nos ciclos orgânicos de pequena capacidade requer um expensor de simples estágio, resultando num equipamento mais simples e econômico em termos de custos e manutenção [13].

Estes sistemas “binários”, como são o Sistema Kalina e o ORC, assim chamados por utilizar dois sistemas fechados, um do fluido geotérmico e o outro do fluido orgânico, em suas diferentes configurações servem para aproveitar energias de origens diversas com temperaturas entre 70 °C e 400 °C, tais como: a energia residual de origem industrial, reservatórios geotérmicos, energia solar, calor de gases de exaustão de processos de combustão ou expansão, energia nuclear residual, resfriamento do bloco dos motores de combustão interna, etc.

Estas tecnologias permitem obter maiores potências a partir de fontes quentes, revaloriza as fontes de calor que tinham um baixo potencial de realização de trabalho e dissipa o calor jogado na atmosfera sem produzir contaminação adicional ao meio ambiente.

Este trabalho propõe uma metodologia para o estudo de fontes geotérmicas de baixa temperatura para a produção de eletricidade, a partir de sistemas binários de geração (sistema Kalina e ORC), baseado em uma análise paramétrica para determinar os pontos de projeto com os quais se obtém os melhores desempenhos do sistema térmico no que diz respeito a potência produzida, eficiência, área dos trocadores de calor e custo unitário da eletricidade gerada.

Este trabalho também forma parte do projeto P&D contratado pela AES Tietê S.A., cujo título é: “Alternativas Tecnológicas para a Implantação de Geração de Energia Elétrica

Geotermal Híbrida no Brasil a partir de Fontes de Baixa Temperatura”, no qual a UNIFEI foi a encarregada do estudo das alternativas de utilização do calor de fontes geotérmicas para a geração de energia elétrica em regiões com gradientes geotérmicos acima do normal no Brasil.

1.2 Objetivos.

Propõe-se como objetivo principal da presente tese, apresentar uma metodologia de estudo das principais tecnologias de conversão de energia térmica em eletricidade considerando as fontes geotérmicas do tipo EGS para baixas temperaturas, a fim de estabelecer as condições termodinâmicas, termofísicas e econômicas que permitam alcançar o máximo desempenho do processo de conversão energética para as condições específicas do Brasil.

Para alcançar o objetivo principal, propõem-se como objetivos secundários os itens descritos a seguir:

- Realizar um estudo da utilização das fontes geotérmicas para geração de eletricidade no mundo e no Brasil.
- Estudar as tecnologias atuais que são utilizadas para a geração de eletricidade com fontes geotérmicas.
- Determinar os fluidos de trabalho ou composição de fluidos de trabalho que apresentem os melhores desempenhos dos sistemas ORC e Kalina
- Estudar e comparar os sistemas térmicos utilizados (ORC e Ciclo Kalina), com relação a tipos de fluidos de trabalho, temperatura da fonte geotérmica, Diferencial de Temperatura Terminal, efetividade do superaquecimento do vapor, Diferencial de Temperatura Pinch, pressão de vaporização, entre outros com o propósito de determinar qual sistema e quais são as condições de trabalho onde são obtidos os melhores benefícios em termos de potência produzida, área requerida pelo sistema térmico e custos do kWh produzido para o caso de fontes geotérmicas do tipo EGS de baixas temperaturas.
- Determinar a distribuição da exergia destruída nos componentes de cada tecnologia para os diferentes fluidos de trabalho ou composição da mistura de fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.

- Avaliar a viabilidade econômica do uso de cada tecnologia nas condições de baixa temperatura das fontes geotérmicas brasileiras e os fatores que mais influenciam nos custos de geração.

1.3 Estrutura da Tese.

A tese está dividida em sete capítulos. Além do capítulo 1 que mostra a motivação do trabalho, objetivos e a apresentação da tese, há o capítulo 2 que trata do estado da arte da energia geotérmica e os estudos sobre o potencial geotérmico no Brasil. O capítulo 3 faz uma classificação dos recursos geotérmicos e descreve as diferentes tecnologias existentes para a conversão destas fontes em potência elétrica.

Centrado na conversão de energia de fontes de baixas temperaturas, nos capítulos 4 e 5 avalia-se a utilização de 15 diferentes fluidos de trabalho (para o caso de ORC) e 3 diferentes concentrações da mistura amônia-água (para o caso do Ciclo Kalina). Os principais parâmetros avaliados para a análise são: o grau de superaquecimento do vapor na entrada da turbina, pressão de vaporização, Diferencial de Temperatura Pinch, Diferencial de Temperatura Terminal, características e tipo de fluido de trabalho e temperatura da fonte de calor. Uma análise exergética é realizada para determinar que parte da energia útil é transformada em trabalho e como se distribuem as irreversibilidades nos diferentes componentes do sistema termodinâmico.

Aborda-se no capítulo 6 a determinação dos principais custos dos componentes do sistema EGS para cada sistema térmico (ORC e Kalina), operando com os diferentes fluidos de trabalho, seguidamente e mediante uma análise de custos do tipo LCOE é determinado o custo de produzir um kWh utilizando os diferentes ciclos termodinâmicos e fluidos de trabalho, para cada parâmetro de operação avaliado nos dois capítulos anteriores. Finalmente é realizada uma análise de sensibilidade, mudando alguns dos parâmetros importantes nos custos do sistema em geral. O capítulo 7 proporciona, em resumo, as conclusões deste trabalho e recomendações para futuros trabalhos.

No Apêndice são apresentados alguns dos resultados não mostrados no corpo do trabalho, mas que fazem parte importante do mesmo.

2. FONTES GEOTÉRMICAS NO MUNDO E NO BRASIL

2.1 Introdução.

Nosso padrão de vida atual não poderia ser mantido sem o uso de diversas fontes de energia. O fornecimento de energia, ou mais precisamente os serviços relacionados com a energia (por exemplo, eletricidade, espaços aquecidos, informação e mobilidade) resulta numa enorme variedade de impactos ambientais que devem ser levadas em consideração pela sociedade do século 21.

Nesse cenário, as fontes renováveis de energia têm surgido como uma alternativa parcial aos problemas de segurança energética decorrentes da utilização pouco eficiente das fontes não renováveis de energia, em conjunto com problemas ambientais derivados do seu uso.

Nos últimos anos as mudanças ocorridas nos mercados de energia, os investimentos realizados pelas indústrias juntamente com as políticas de incentivos estabelecidas pelos governos têm levado a um incremento na utilização de fontes de energias renováveis como alternativa para a solução conjunta dos problemas energéticos e ambientais enfrentados pela humanidade. Neste cenário, a energia geotérmica desponta como uma possível fonte de grande importância para a geração de eletricidade.

2.2 Energia geotérmica e reservatórios geotérmicos.

2.2.1 Energia geotérmica.

A utilização de energias renováveis é baseada nos fluxos de energia originados pelo movimento de rotação da terra e a posição da Lua e do Sol (energia das marés), o calor armazenado e liberado pela terra (energia geotérmica) e em especial da energia irradiada pelo sol (radiação solar, energia eólica, biomassa etc.). Cada opção tecnológica para a utilização da energia contida nos fluxos anteriormente mencionados deve ser adaptada às características próprias da energia disponível, existindo, portanto, uma ampla gama de tecnologias e métodos de conversão que permitem explorar de uma forma adequada cada uma dessas fontes. Os processos ou tecnologias de conversão visam transformar um tipo de energia em outro. As tecnologias de conversão mais conhecidas são apresentadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Opções de utilização de energias renováveis para o fornecimento de energia útil.

Fonte Energética	Conversão	Tecnologia
Energia Solar	Térmica (calor a baixa temperatura)	Colector solar
	Térmica (calor a média/alta temperatura)	Colector concentrador
	Fotovoltaica (energia elétrica)	Painéis fotovoltaicos
Energia Eólica	Energia mecânica	Aerobombas, moinhos
	Energia elétrica	Aerogeradores
Energia das Ondas	Energia elétrica	Turbina hidráulica
Energia dos Marés	Energia elétrica	Turbina hidráulica
Energia da Biomassa	Combustão	Fornos, caldeiras
	Fermentação metânica (biogás)	Digestor anaeróbico
	Pirólise (carvão vegetal)	Câmaras de carbonização
	Gaseificação (gás de baixo/médio PCI)	Gaseificador
Energia Geotérmica	Baixa entalpia (água quente 40-80 °C)	Água injetada da superfície
	Média/Alta entalpia (energia elétrica)	Turbina a vapor
Energia Hídrica	Energia elétrica	Turbina hidráulica

Fonte: Adaptado de [14]

As tendências refletem um forte crescimento nos investimentos em fontes alternativas de energia em todos os setores do mercado energético (geração de eletricidade, aquecimento, refrigeração, e combustíveis para transportes), o que mostra a importância crescente das energias renováveis em relação às fontes convencionais de energia (ex: carvão, gás, óleo e nuclear) para a satisfação das necessidades energéticas da humanidade. Em 2009, a utilização de fontes alternativas de energia representou 18% do fornecimento de eletricidade mundial [15].

A aplicação no mundo de energias renováveis cresceu a taxas de 10 a 60% ao ano, para muitas tecnologias, durante o período compreendido entre os anos 2004 e 2009. Este crescimento foi diferente para as distintas tecnologias existentes. Por exemplo, no ano 2009

disponibilizou-se mais potência em unidades eólicas de geração. No entanto, o crescimento mais rápido de tecnologias renováveis durante esses cinco anos se deu na aplicação da energia solar fotovoltaica (PV), com uma taxa de crescimento anual de 60 % em média. A utilização de biocombustíveis também aumentou, sendo que no caso do etanol este aumento foi em média de 20 % ao ano, e no caso do biodiesel 51 % ao ano.

Outras tecnologias, incluindo as aplicadas ao aproveitamento da energia hidráulica, da biomassa e da energia geotérmica estão crescendo a taxas que variam de 3 a 6%, tornando-as comparáveis com as taxas de crescimento global de utilização de combustíveis fósseis (3 a 5%, apesar desta taxa poder ser maior em alguns países em desenvolvimento). Em vários países, no entanto, o crescimento destas outras tecnologias foi muito superior à média global.

O setor de geração geotérmica tem crescido no mundo inteiro desde que a primeira eletrificação gerada com geotermia no mundo foi produzida em Larderello, Itália, em 1904. O sucesso desta experiência foi uma indicação clara do valor industrial da energia geotérmica e marcou o início da exploração desta nova fonte de energia, que começou a se desenvolver significativamente a partir de então.

Vários países seguiriam os exemplos dados pela Itália. Em 1919 os primeiros poços geotérmicos no Japão foram perfurados em Beppu, seguido por EUA, em 1921 no The Geysers, Califórnia. Em 1958 uma pequena usina geotérmica começou a operar na Nova Zelândia, em 1959 outra planta começou a trabalhar no México, seguido por muitos outros países nos anos vindouros. Em 1942 a capacidade geotermelétrica instalada atingiu 127,65 kWe [16].

Na Tabela 2.2 pode se observar o acréscimo na utilização da energia geotérmica para a produção de eletricidade. Segundo a Associação Internacional de Geotermia (IGA) [17], em 2010 foram gerados 10.720,3 MWe a partir de energia geotérmica, distribuídos em 24 países, o que representa um aumento de 20% na capacidade de energia geotérmica desde 2005.

Os Estados Unidos lideraram a produção de eletricidade geotérmica com 3086 MW instalados em 77 usinas geradoras. O maior grupo de usinas de energia geotérmica do mundo está localizado no The Geysers, na Califórnia [18]. A República das Filipinas é o segundo maior produtor de energia geotérmica, com 1904 MWe, onde este tipo de energia representa 18% da geração de energia neste país. A Indonésia é o terceiro maior produtor e é considerado um dos países que terão os maiores avanços em relação à geração de eletricidade a partir de fontes geotérmica do mundo [19], com uma produção atual de 1197 MW.

O total da produção crescerá até 18.416 MWe em 2015, o qual representa um aumento de aproximadamente, 70% em relação a 2010. Isto se deve ao grande número de projetos em execução e análise e ao crescente interesse pela utilização desta fonte de energia no mundo [16].

Tabela 2.2- Capacidade de geração geotérmica instalada mundialmente até 2010 e previsões de geração até 2015.

País/Ano	1995 (MWe)	2000 (MWe)	2005 (MWe)	2010 (MWe)	2015 (MWe)
Argentina	0,67	0	0	0	30
Austrália	0,17	0,17	0,2	1,1	40
Áustria	0	0	1	1,4	5
Canadá	0	0	0	0	20
Chile	0	0	0	0	150
China	28,78	29,17	28	24	60
Costa Rica	55	142,5	163	166	200
El Salvador	105	161	151	204	290
Etiópia	0	8,52	7	7,3	45
França	4,2	4,2	15	16	35
Alemanha	0	0	0,2	6,6	15
Grécia	0	0	0	0	30
Guatemala	33,4	33,4	33	52	120
Islândia	50	170	322	575	800
Indonésia	309,75	589,5	797	1.197	3.500
Itália	631,7	785	790	843	920
Japão	413,71	546,9	535	536	535
Kenya	45	45	127	167	530
México	753	755	953	958	1.140
São Cristóvão e Nevis	0	0	0	0	35
Nova Zelândia	286	437	435	628	1.240
Nicarágua	70	70	77	88	240
Papua Nova Guiné	0	0	39	56	75
Filipinas	1.227	1.909	1.931	1.904	2.500
Portugal	5	16	16	29	60
Rússia	11	23	79	82	190
Eslováquia	0	0	0	0	5
Tailândia	0,3	0,3	0,3	0,3	1
Holanda	0	0	0	0	5
Turquia	20,4	20,4	20,4	94	200
USA	2.816,7	2.228	2.544	3.086	5.400
Total	6.833,38	7.974,06	9.064,1	10.720,3	18.416

Fonte: Adaptado de [18].

Hoje em dia não existem na América do Sul usinas geotermelétricas, mas existem estudos em áreas com potencial para a geração a partir de altas e/ou baixas temperaturas em países como: Argentina, Bolívia, Chile e Peru, alguns deles com potenciais de geração consideráveis e, como é mostrado na Tabela 2.2, com previsões de produção de energia elétrica para 2015 [18].

2.2.2 Principais impactos ambientais da energia geotérmica.

Segundo a agência internacional de energia [20], o ano de 2010 bateu recorde na liberação de gases de efeito estufa na atmosfera, o que compromete as esperanças de manter o

aquecimento global em níveis seguros. Foram despejadas, nesse ano na atmosfera, cerca de 30 GT de CO₂, oriundas principalmente da queima de combustíveis fósseis, dos quais o 44% das emissões se refere à queima de carvão, 36% do petróleo e 20% correspondentes à queima de gás natural.

Sabe-se que toda e qualquer forma de geração de energia apresenta algum tipo de impacto ambiental. No entanto, a maioria das fontes renováveis de energia oferece, além de baixos impactos ambientais, vantagens como a possibilidade de geração descentralizada.

Na maioria dos casos o grau em que a exploração geotérmica afeta o meio ambiente é proporcional à dimensão da sua exploração. A Tabela 2.3 apresenta um resumo da probabilidade e severidade relativa dos efeitos sobre o meio ambiente devido ao desenvolvimento de projetos geotérmicos.

É importante ter em conta que, embora a geração de eletricidade a partir da energia geotérmica apresente alguns impactos ambientais, os mesmos podem ser menores em comparação aos apresentados por plantas de geração de potência convencionais baseadas em combustíveis fósseis, especialmente no que diz respeito à qualidade do ar e utilização de recursos naturais.

Tabela 2.3- Probabilidade e severidade dos potenciais impactos de projetos de energia geotérmica.

Impacto	Probabilidade de ocorrência	Severidade das consequências
Poluição do ar	Baixa	Média
Poluição das águas	Média	Média
Poluição do subsolo	Baixa	Média
Aluimento de terras	Baixa	Média a alta
Problemas sócio-econômicos	Baixa	Baixa
Poluição térmica ou química	Baixa	Média a alta

Fonte: Adaptado de [14]

2.2.3 Classificação dos Recursos Geotérmicos

A temperatura e/ou a entalpia são propriedades comumente utilizadas para classificar as fontes geotérmicas; desta forma podem ser divididas em três grupos: fontes de baixa, média e alta entalpia. Um dos critérios básicos para determinar esta classificação é a temperatura do fluido geotérmico, como mostrado na Tabela 2.4.

A geração de eletricidade é a mais importante forma de utilização de fontes geotérmicas de alta temperatura (> 150 °C). As fontes de média e baixa temperatura (<150 °C) são adequadas em diferentes tipos de aplicações, como apresentado no diagrama de Lindal (Figura 2.1).

Tabela 2.4- Classificação de fontes geotérmicas com base na sua temperatura segundo diferentes autores.

	Muffer e Cataldi [21]	Hochstein [22]	Dickson e Fanelli [17]	Haenel [23]
Baixa entalpia	< 90 °C	<125 °C	< 100 °C	< 150 °C
Média entalpia	90 -150 °C	125-225 °C	100-200 °C	-
Alta entalpia	>150 °C	>225 °C	> 200°C	> 150°C

Outro critério para caracterizar o fluido geotérmico é de acordo com a sua entalpia e estado físico, como apresentado na Tabela 2.5.

Tabela 2.5- Classificação de fontes geotérmicas com base no seu estado físico

Alta entalpia	A fonte geotérmica é composta principalmente por vapor seco
Média entalpia	A fonte geotérmica é composta principalmente por água com $T > 200\text{ °C}$
Baixa entalpia	A fonte é composta principalmente por líquido

Fonte: Tomado de [24].

O diagrama de Lindal enfatiza dois aspectos importantes na utilização de recursos geotérmicos: (a) a utilização de tecnologias combinadas pode aumentar a viabilidade dos projetos geotérmicos e (b) a temperatura da fonte pode limitar as possíveis utilizações [25].

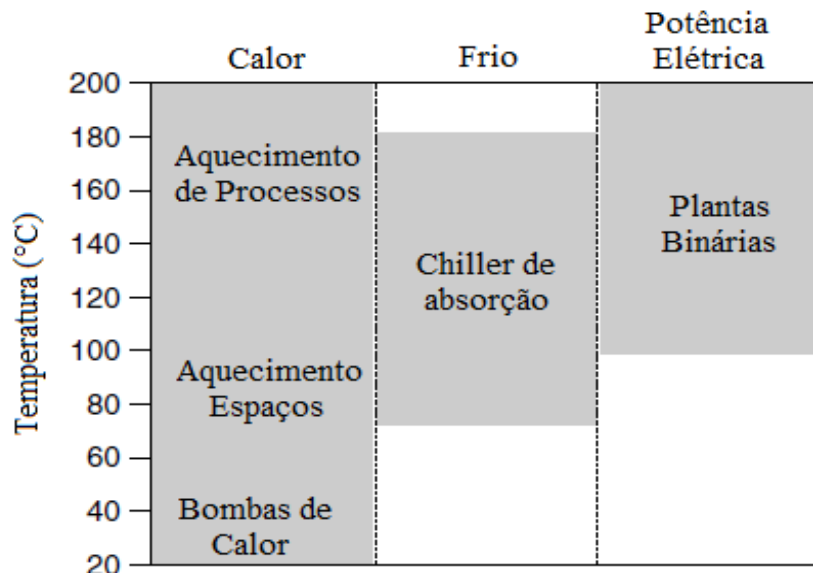


Figura 2.1- Aproveitamento dos recursos geotérmicos em função da temperatura do fluido geotérmico.

Fonte: Adaptado de [25].

2.2.4 Reservatórios e uso de recursos geotérmicos.

A Terra está formada por três zonas aproximadamente concêntricas, sendo elas: crosta, manto e núcleo. A crosta da Terra é semelhante à pele de uma maçã. A espessura da crosta (7 km, em média, embaixo das superfícies oceânicas e de 20-65 km embaixo dos continentes) é insignificante comparada com o resto da terra, a qual tem um raio médio de 6370 km. O manto estende-se desde a base da crosta até cerca de 2900 km e está composto essencialmente por rochas ultrabásicas (ricas em Fe e Mg). O núcleo da Terra se estende desde 2900 até 6370 km (centro da Terra). A temperatura no núcleo está em torno de 4000 °C e à pressão de 3.600.000 bar [26].

As camadas mais profundas da Terra, assim como o Sol, fornecem energia térmica para as camadas mais superficiais desde a mesma formação da Terra como planeta. Essa energia, chamada de energia geotérmica, pode gerar calor e potência suficientes para o consumo pela sociedade com baixa poluição para o ambiente. O calor geotérmico acompanha a Terra desde a energia que originalmente reuniu a poeira e gás que formaram o planeta há mais de 4 bilhões de anos [27].

O calor do núcleo altamente denso da Terra afluí por convecção térmica continuamente para o manto e mais raramente para a crosta terrestre. Quando o manto da Terra recebe calor suficiente, dilata e frequentemente derrete-se formando magma. O volume de magma produzido é maior que o volume original da rocha por causa da sua menor densidade. Continuamente aquecido, o magma acumula também pressão que finalmente poderá ser descarregada, provocando erupções vulcânicas e apresentando-se na superfície na forma que costumamos chamar de lava. Mesmo possuindo forma líquida, o magma predominantemente permanece no próprio manto terrestre, aquecendo, com temperaturas de até 400°C as rochas e, não raramente, a água encontrada na camada imediatamente envolvente, a crosta terrestre. Algumas dessas águas termais retornam à superfície através de falhas e fraturas e alcançam a superfície como fontes geotérmicas ou gêiseres, mas, predominantemente, permanece presa no subsolo nos vazios e poros rochosos. Esse armazenamento natural de água quente é chamado de reservatório geotérmico [27].

Desde os tempos remotos, diversas comunidades utilizam águas termais que fluem naturalmente para a superfície. O uso mais antigo e mais comum, naturalmente, era apenas como balneários termais. Mas eventualmente, essas “águas milagrosas” eram utilizadas (e ainda são) com maior criatividade. Romanos, por exemplo, utilizavam águas termais para tratarem doenças da visão e da pele e, em Pompéia, para aquecerem as construções. Há 10 mil anos, povos nativos da América do Norte utilizavam fontes termais no cozimento de alimentos e

práticas medicinais. Mais recentemente diferentes países adotaram os aquecedores domésticos acionados mediante a energia geotérmica, como a França, que desde os anos de 1960 difundiu esses aquecedores em mais de 200 mil residências [28].

O gradiente geotérmico expressa o incremento da temperatura com a profundidade na crosta terrestre [17]. A nível mundial o gradiente geotérmico médio está na ordem dos 25-30 °C/km de profundidade. De acordo com este dado a 2000 m de profundidade pode-se ter uma temperatura no fundo do poço de 60-70 °C, a qual é bastante baixa como energia utilizável. Contudo em certas regiões são achados fluxos de calor maiores que o normal, e o calor natural de tais regiões constituem a energia geotérmica, a qual está geralmente associada com atividades sísmicas e vulcânicas [17].

O mapa tectônico global oferece uma excelente explicação acerca das fontes geotérmicas mundiais em zonas claramente definidas. Estas áreas coincidem, na maioria dos casos, com zonas de convergência ou divergência das placas litosféricas, (Figura 2.2). Uma das zonas mais importantes relacionadas com este fenômeno são as margens do Oceano Pacífico, na qual se encontram aproximadamente 60% dos vulcões do mundo [29].

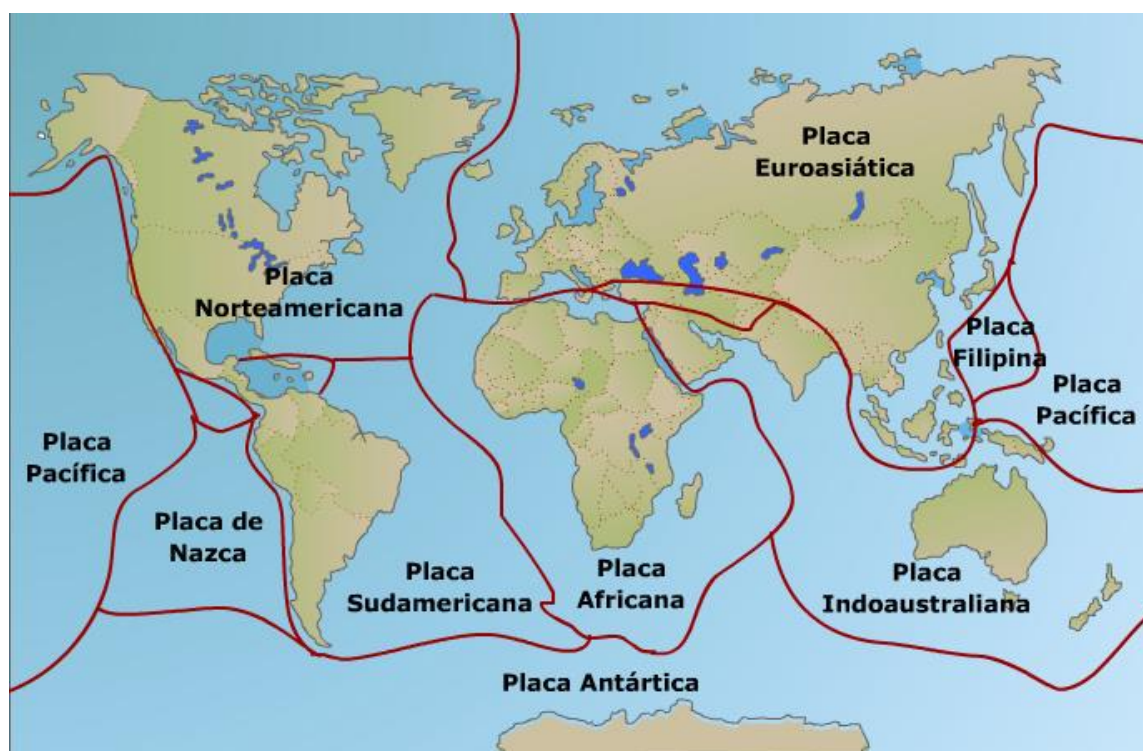


Figura 2.2- Distribuição das principais placas da crosta terrestre.
Fonte: Tomado de [29].

Hoje em dia, o uso de fontes geotérmicas é realizado geralmente por meio de poços perfurados nesses reservatórios, que trazem a água quente ou vapor para a superfície. Equipes formadas por geólogos, geoquímicos, perfuradores e engenheiros realizam sondagens e análises

para mapear áreas que contenham as águas termais para determinar os locais de perfuração apropriados para os poços produtores. Feito isto, a água quente e/ou vapor que são extraídas pelo poço até a superfície pode ser utilizada para gerar eletricidade em usinas geotermelétricas ou para outros usos.

O recurso geotérmico não está limitado a reservatórios hidrotérmicos “rasos” encontrados dentro dos limites da crosta terrestre. Grande parte do mundo possui (a cerca de 5 a 10 km de profundidade) rochas quentes “secas”, mas com quantidades enormes de energia acumulada. A quantidade estimada do potencial de energia geotérmica de rocha seca no mundo é de $1,05 \times 10^6$ Quads [3].

Existem três tipos de plantas geotermelétricas. O tipo a ser construído depende da temperatura e pressão do reservatório [30].

- a) Um reservatório de vapor seco produz muito pouca água. Usinas construídas sobre esses reservatórios conduzem o vapor diretamente para as turbinas e, por isso, são chamadas usinas secas. Na região dos Gêiseres na Califórnia a instalação desse tipo de usina resultou no projeto de geração alternativa de eletricidade mais bem sucedido na história dos EUA.
- b) Um reservatório que produz água quente permite a instalação de usinas chamadas “hidrotérmicas”, que aproveitam a energia da mudança de estado físico da água quente para vapor. Ao ser bombeada do reservatório a água que se encontra armazenada a temperaturas entre 150 e 300 °C é trazida à superfície pelo poço produtor e, por causa do alívio da pressão do reservatório para a pressão atmosférica, parte da água é vaporizada em um local chamado “tanque flash”. As turbinas são movimentadas pelo vapor de água produzido neste processo.
- c) Um reservatório com temperaturas entre 100 e 200 °C não é quente o bastante para gerar vapor suficiente, mas pode ainda ser utilizado para produzir eletricidade numa usina de “ciclo binário”. Neste tipo de usinas a água termal passa por um trocador de calor onde cede calor para um fluido secundário, que por suas características, evapora a uma temperatura mais baixa que a água. Seguidamente o fluido de trabalho em forma de vapor se expande numa turbina para produzir trabalho.

As tecnologias de geração de eletricidade atualmente praticadas nas três modalidades de usinas geotermelétricas (usinas a vapor, usinas hidrotérmicas e usinas de ciclo binário) aproveitam apenas uma parcela ínfima do recurso geotérmico disponível em um perfil geológico. As pesquisas realizadas atualmente procuram soluções para explorar o calor

disponível no manto rochoso logo abaixo dos aquíferos, em lugares onde não é viável a produção de energia a partir de fontes geotérmicas convencionais com profundidades superiores a 3 km abaixo da superfície.

2.3 Sistemas Geotérmicos Melhorados (EGS).

O magma da Terra e as rochas quentes sem água poderão se tornar uma fonte de energia limpa, barata e quase ilimitada, tão logo seja desenvolvida a tecnologia necessária para utilizá-las. Enquanto isso, por serem razoavelmente abundantes, as regiões de temperaturas moderadas do subsolo serão as regiões produtoras de eletricidade mais frequentes, por meio da utilização das usinas geotérmicas de ciclo binário. Antes de tornarem-se um componente importante da matriz energética dos EUA, as usinas geotérmicas para a geração de energia elétrica, deverão apresentar custos de produção competitivos com os das usinas tradicionais. A meta do Departamento de Energia dos EUA é baratear os custos até alcançar o nível entre US\$0,03 e US\$0,05 por quilowatt-hora. Com isso, espera-se elevar até 15 mil MWe a potência instalada em usinas geotermelétricas no país durante a próxima década [32,33,34].

Os Sistemas Geotérmicos Melhorados (EGS) usam o calor da Terra, onde não existe ou há insuficiente vapor ou água quente, decorrente da baixa permeabilidade da rocha. A tecnologia EGS está centrada na criação de grandes áreas de troca de calor em rochas quentes. O processo envolve o melhoramento da permeabilidade através da abertura de fraturas pré-existentes e/ou criação de novas fraturas.

Os reservatórios EGS são acumulações artificiais de fluidos em rochas fraturadas pelo homem, e, portanto, qualquer volume conveniente de rocha quente na crosta da terra em profundidades acessíveis, podem se tornar reservatórios EGS [26].

Um par de perfurações é feitas na rocha, separados por várias centenas de metros. A água é injetada até o poço através do poço de injeção e levada até o reservatório, que atua como um trocador de calor. O fluido retorna à superfície através do poço de produção, após ser recebido o calor contido na rocha, em forma de vapor ou água quente até a superfície (ver Figura 2.3 [3]).

Alguns especialistas argumentam que para tornar comercialmente viável um reservatório de rocha quente, são necessários vazões de fluido geotérmico entre 50 e 75 kg/s, área efetiva de transferência de calor de 2 milhões de m² e perdas de fluido de injeção de no máximo 10 % [26].

A permeabilidade destes sistemas pode ser melhorada com fraturas hidráulicas, injetando quantidades elevadas de água ou por estimulação química ou ainda uma combinação de ambas. Uma vez aumentada a permeabilidade do reservatório, a mesma pode ser mantida com a injeção da água de produção, num poço de injeção, até o reservatório, onde a água é aquecida e levada à superfície através do poço de produção. A medida que a água vai circulando o reservatório continua se expandindo e maiores quantidades de calor podem ser extraídas [4].

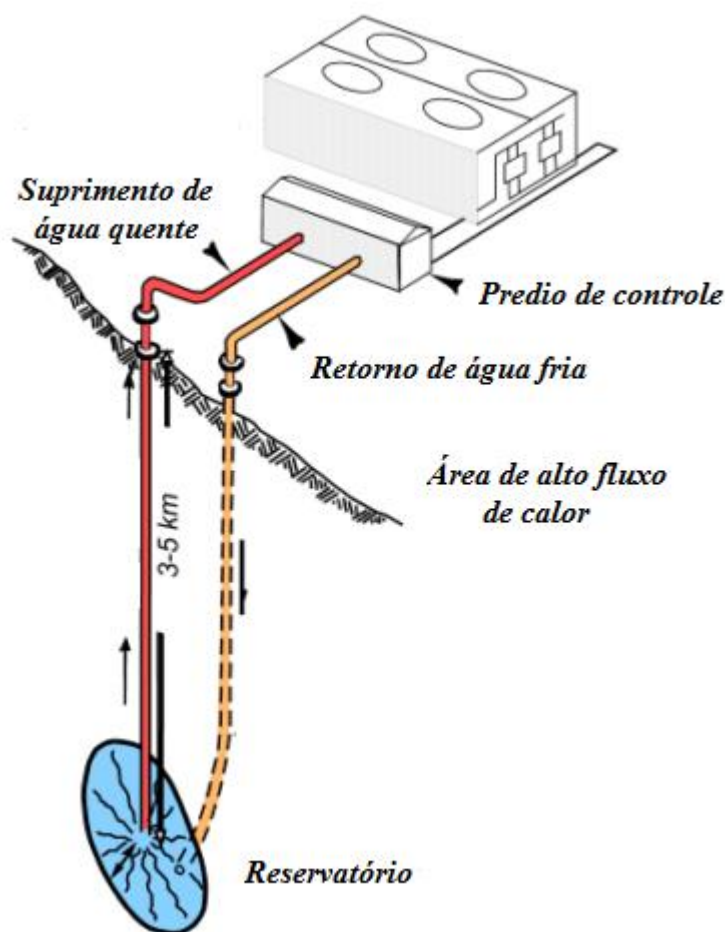


Figura 2.3- Esquema de um EGS
Fonte: Adaptado de [2].

As EGS estão em desenvolvimento desde os primeiros experimentos com geotermia, na década de 1970, em rochas de permeabilidade muito baixa, e sendo também conhecidas como tecnologia de rocha seca (HDR). Na superfície, o meio de transferência de calor (usualmente água quente) é usado em uma planta binária ou “flash” para gerar eletricidade e/ou é utilizada para fins de aquecimento.

A primeira proposta de usar a energia geotérmica de rochas quentes veio de físicos de “Los Alamos Scientific Laboratory” (LASL) nos Estados Unidos, em 1970. A fase ativa começou em 1973. O custo financeiro global até 1990 é estimado em US\$ 150 milhões. O projeto Fenton Hill está localizado 40 km a oeste de Los Alamos, no lado oeste do Rio Grande

Graben, no Novo México. Devido ao vulcanismo, o fluxo de calor térmico é de 250 Watts por metro quadrado ou perto de três vezes o fluxo de calor médio na superfície da terra [34].

Entre 1973 e 1979 o principal objetivo previsto do projeto de LASL era conseguir a comunicação entre dois poços, de 3000 metros de profundidade, criando uma fratura artificial. A essa profundidade a temperatura das rochas no local é de 190 °C. Verificou-se que a injeção de água em alta pressão (até 400 bar) provocou a esperada fratura artificial e ativou uma série de canais naturais [17]. Testes do sistema de fratura mostraram que:

- As perdas de água eram extremamente pequenas.
- As fraturas em rochas de embasamento (rocha cristalina, granito ou granodiotita) não precisam ser mantidas abertas artificialmente.

Em 1980 começou a segunda fase do projeto de LASL, o estudo de um sistema multifratura visando aumentar a recuperação de calor mediante o aumento da superfície de troca de calor. Dois novos poços foram perfurados até 4500 metros e foram alcançadas temperaturas de 327 °C. Não se conseguiu estabelecer a conexão entre os dois poços até 1986. A potência térmica obtida foi de 10 MW.

Os Estados Unidos incluiu as pesquisas sobre EGS em suas recentes iniciativas de energia limpa como parte do restabelecido programa geotérmico nacional.

Na Austrália, 50 empresas pediram cerca de 400 licenças de exploração geotérmica em 2010. O governo concedeu subsídios de cerca de US\$ 205 milhões para apoiar a perfuração profunda e projetos geotérmicos demonstrativos. O maior projeto EGS no mundo, uma planta de demonstração de 25 MWe, está em desenvolvimento na Bacia Cooper na Austrália. Foi estimado pela Geodinâmica Ltd. que a Bacia Cooper tem o potencial para gerar de 5 a 10 GWe [20].

Na China, há planos para testar EGS em três regiões onde o gradiente geotérmico é alto: no Nordeste (rochas vulcânicas), no sudoeste (rochas vulcânicas) e no Sudeste (granito). Na Índia, foram estimados abundantes recursos disponíveis de rocha quente, mas a exploração da energia geotérmica ainda não foi iniciada [20].

Segundo Philippe Dumas, gerente do Conselho Europeu de Energia Geotérmica (EGEC) [31], o sistema de extração de calor a altas profundidades (EGS), tem potencial disponível em toda Europa e em alguns cenários poderia fornecer até o 20% da energia consumida na Europa para 2050. O custo capital de uma usina geotérmica convencional é aproximadamente de €4 milhões/MW, enquanto com o uso da tecnologia EGS, os preços se elevam até €7-€10 milhões/MW o qual, considerando os custos atuais de eletricidade, entre €20-€30 centavos/kWh, faz que a tecnologia EGS não seja economicamente viável.

Dumas anuncia também uma queda nos custos da eletricidade a menos de €10 centavos/kWh num horizonte de 10 a 15 anos, o que conseguiria torná-las uma tecnologia competitiva com a maioria das tecnologias baseadas em hidrocarbonetos.

Segundo IEA [20] a faixa de custos de produção para sistemas EGS está entre 100 US\$/MWh (para fontes de 300 °C a 4 km) e 190 US\$/MWh (para fontes de 190 °C a 5 km) nos Estados Unidos, enquanto na Europa são estimados custos de 250 US\$/MWh a 300 USD/MWhe para as mencionadas fontes geotérmicas. Uma comparação de custos para as distintas fontes de produção de energia elétrica a partir de fontes geotérmicas é apresentada na Figura 2.4.

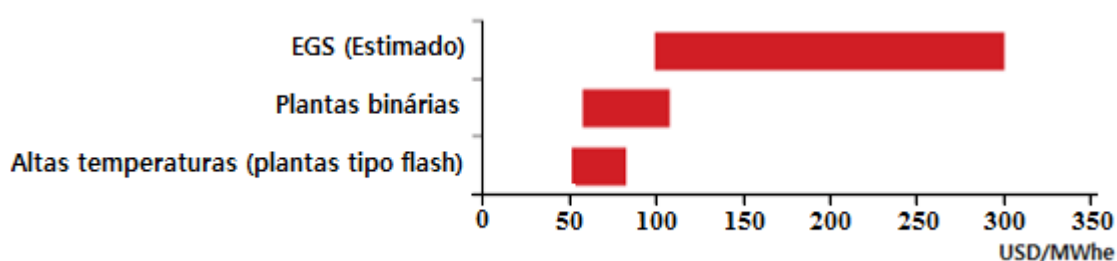


Figura 2.4- Custos de produção de eletricidade a partir de fontes geotérmicas.
Fonte: Adaptado de [20].

Mesmo sendo de particular aplicação para as usinas hidrotérmicas, as tecnologias de conversão de energia, são objeto chave das atividades de pesquisa e desenvolvimento mundo a fora. Essa etapa abrange os processos realizados em trocadores de calor e condensadores, que possuem a responsabilidade de maximizar a potência gerada com a energia disponível. Seja de reservatórios naturais ou de reservatórios melhorados, seja pelo Ciclo Rankine Orgânico ou pelo Ciclo Kalina, as alternativas de seleção do fluido secundário determinarão o desempenho da planta.

Projetos de pesquisa privados e do governo nos EUA, Japão e Europa estão melhorando a acessibilidade do recurso geotérmico desenvolvendo novas tecnologias para aumentar a permeabilidade das rochas. O Departamento de Energia do governo dos EUA estima que a aplicação dos sistemas geotérmicos melhorados ao redor do mundo é capaz de promover pelo menos 100 mil MWe de eletricidade em 50 anos.

Atualmente existem no mundo apenas umas poucas plantas geotérmicas do tipo EGS. Breede [35] tem identificado 31 projetos do tipo EGS, entre projetos em etapa de desenvolvimento e projetos concluídos, classificados por país, tipo de reservatório, profundidade, temperatura no reservatório e na boca do poço, capacidade da planta, vazão de fluido geotérmico e estado atual da usina, entre outros parâmetros.

A Figura 2.5 apresenta, segundo Breede [35], algumas das principais características de 25 projetos EGS instalados em todo o mundo, tais como: profundidade e temperatura do reservatório. É importante assinalar, desta figura, que a maioria dos projetos EGS na Europa, tem temperaturas inferiores aos 165°C.

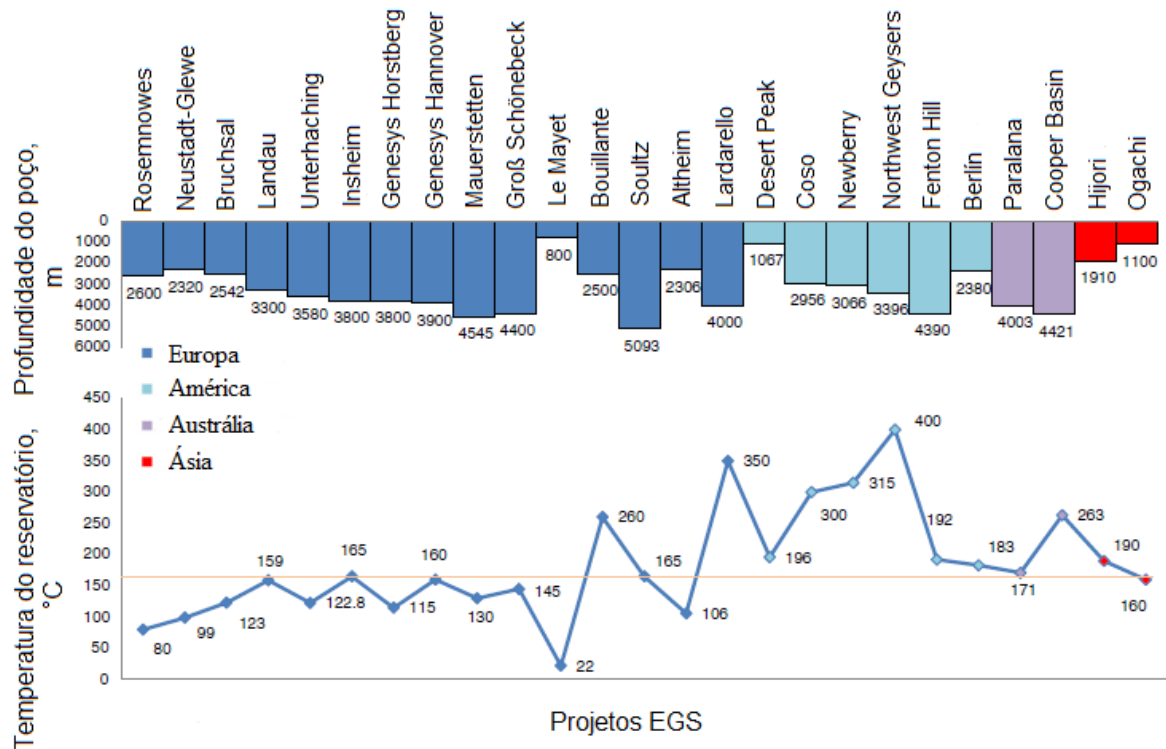


Figura 2.5 - Profundidade do poço e Temperatura do reservatório dos principais projetos EGS no mundo.

Fonte: Adaptado de [35]

2.4 Características geotérmicas do Brasil

O Departamento Nacional de Produção Mineral (DNPM) vinculado ao Ministério de Minas e Energia é a agência do governo líder na definição de orientações para o desenvolvimento e utilização da água geotérmica. O Serviço Geológico do Brasil (CPRM) trabalha em estreita cooperação com o DNPM e tem se empenhado no mapeamento de áreas geotérmicas e na coleta de dados relacionados a recursos geotérmicos, de igual forma, também tem realizado operações de perfuração e exploração como parte de projetos para o desenvolvimento de recursos de energia geotérmica. Menção também deve ser feita para a exploração e atividades de perfuração profunda realizada, em conexão com exploração de petróleo, pela companhia petrolífera estatal, PETROBRAS. O sensoriamento remoto das

anomalias na superfície térmica está sendo realizado no Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE).

Pesquisas sobre a energia geotérmica têm sido realizadas pelo Laboratório de Energia Geotérmica do Observatório Nacional no Rio de Janeiro. Este laboratório está equipado com instalações para registros de temperatura em poços de sondagem, pesquisas térmicas em minas subterrâneas, equipamentos de laboratório e de campo para a medida de propriedades térmicas, monitoramento contínuo e amostragem e análise de fluidos térmicos. Ele também mantém uma base de dados informatizada com informações sobre a natureza e a ocorrência de recursos geotérmicos no Brasil [8,9,10,11].

Pesquisas básicas na geotermia também têm sido realizadas em diversas universidades entre elas estão o Instituto Astronômico e Geofísico da Universidade de São Paulo, no Sudeste, nos Departamentos de Geociências nas Universidades Federais em Manaus e Belém, no norte do Brasil e no Departamento de Geologia e Ciências Naturais na Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP).

Nestes estudos são apresentadas avaliações dos recursos geotérmicos em localidades do Rio de Janeiro, com gradientes geotérmicos encontrados entre 14 °C/km e 26 °C/km e um pouco maiores nas bacias sedimentares (Campos, Resende e Carapebus) entre 19 °C/km e 33 °C/km. Foram feitas medições em outras 44 localidades brasileiras, encontrando-se gradientes máximos de 42 °C/km na Bacia de Taubaté e 35 °C/km na Bacia do Paraná. Foram identificadas também, diversas zonas com gradientes geotérmicos que estão na faixa de 30 °C/km a 70 °C/km. Estas regiões incluem a zona costeira de Santa Catarina, oeste dos estados do Paraná e São Paulo e sul de Mato Grosso.

Segundo Hamza [8] as características da história geológica no Brasil indicam que o regime térmico é caracterizado por temperaturas inferiores a 100 °C em profundidades inferiores a 3 km. Além disso, as faixas de profundidade para sistemas geotérmicos de média a alta entalpia tendem a ser de 5 a 10 km.

Segundo Hamza [8] até maio de 2005 o Brasil tinha uma capacidade instalada de energia térmica proveniente do uso direto da energia geotérmica de 360,1 MWt. Deste total, 355,9 MWt uma parte é consumida pela Petrobras, utilizando o calor de poços secos de petróleo no Rio Grande do Norte para aquecer aproximadamente 500 mil metros cúbicos de gás natural por dia, outra parte é utilizada em banhos térmicos e natação, o restante (4,2 MWt) em uma planta industrial de processamento de madeira e para pré-aquecimento da água para uso em caldeiras em uma instalação de produção de café em pó. Cerca de uma dúzia de fontes quentes, a maioria delas localizadas na região central do Brasil representa a maior parte dessa capacidade. O potencial para a exploração em larga escala de recursos geotérmicos de baixa temperatura para

uso industrial e para aplicações de aquecimento de espaço é significativo, especialmente em partes do sul e sudeste do país, onde as estações frias do inverno, com temperatura inferior a 10 °C, prevalecem sobre condições climáticas subtropicais.

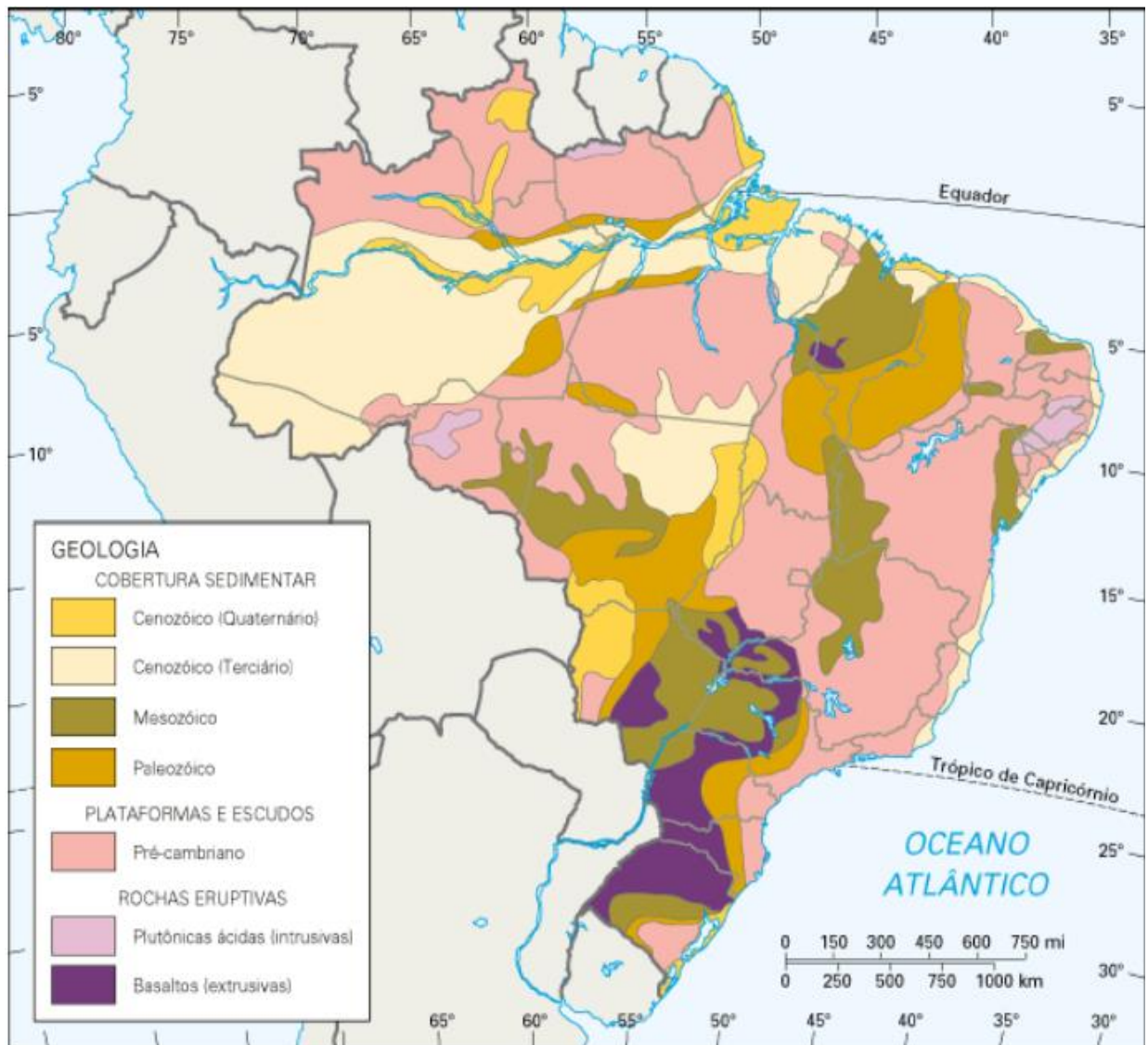


Figura 2.6- Mapa geológico Simplificado do Brasil

Fonte: Tomado de [7]

Hamza [7], apresenta um resumo dos avanços recentes obtidos em estudos que têm direta influência sobre o problema da avaliação dos recursos disponíveis na energia geotérmica, neste trabalho foram consideradas somente as atividades realizadas desde 2005 pelo Laboratório de Geotérmica do Observatório Nacional no Rio de Janeiro, como parte de projetos de pesquisa acadêmica. Os resultados obtidos têm sido úteis para melhorar a base de dados disponíveis para a avaliação dos recursos geotérmicos no Brasil.

O primeiro de todos os estudos foi o projeto para a determinação do campo térmico do subsolo da Bacia do Paraná, na região sul e da Bacia do São Francisco que se espalha pelos

estados de Minas Gerais e Bahia. Atualmente estão em andamento projetos para determinar gradientes térmicos e fluxo de calor em várias das bacias costeiras. Um destes projetos é o contratado pela AES, do qual esta tese faz parte.

Segundo Hamza [7], as bacias no Brasil estão praticamente livres de qualquer atividade tectônica significativa desde o início do período Terciário. As principais características geológicas do Brasil são ilustradas no mapa da Figura 2.6. Tais características da história geológica do Brasil, implicam que o regime térmico a baixas profundidades é caracterizado por temperaturas inferiores a 100 °C em profundidades inferiores a 3 km. Assim, fontes geotérmicas de media a alta entalpia, são provavelmente, localizadas entre os 5 km e 10 km de profundidade.

A seguir é apresentado um breve resumo dos resultados obtidos nesses estudos regionais.

2.4.1 Estudos geotérmicos regionais.

A. Bacia de Taubaté.

Souza [36,37] trata os perfis geofísicos de 39 poços selecionados no vale do Paraíba do Sul, entre Jacareí e Cachoeira Paulista, no Estado de São Paulo, identifica as alternâncias litológicas, mede as temperaturas dos poços em construção, as espessuras dos distintos litotipos e traça mapas de isovalores do topo do embasamento cristalino e sua temperatura.

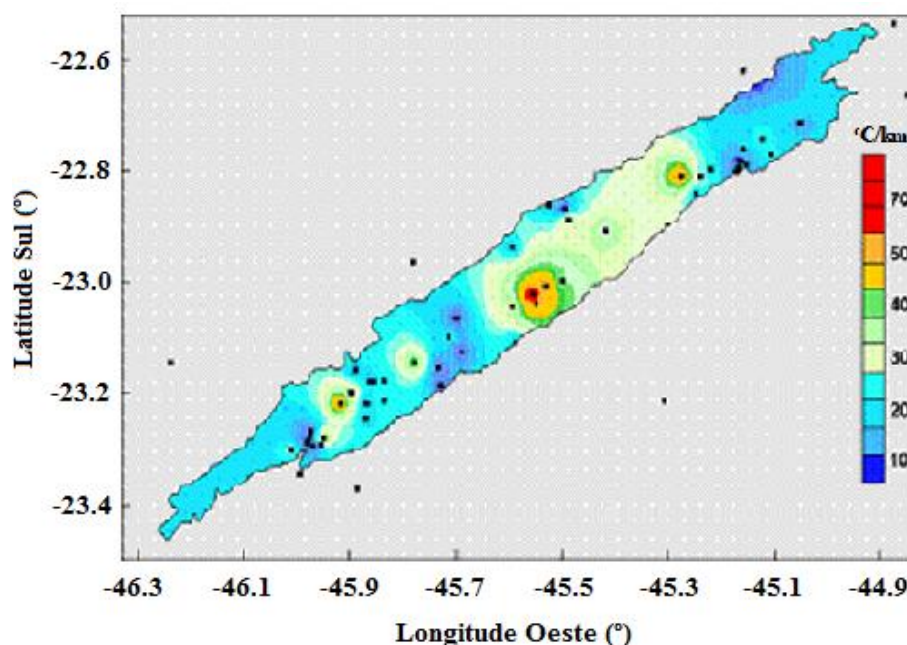


Figura 2.7- Mapa de gradiente de temperatura da bacia de Taubaté.
Fonte: Tomado de [37].

A Figura 2.7 apresenta o gradiente de temperatura por quilômetros de profundidade para a bacia de Taubaté. As áreas de anomalias geotérmicas identificadas na região entre Taubaté e Guaratinguetá apresentam gradientes geotérmicos de até 70 °C/km. A maior temperatura

encontrada , dentre os poços perfurados, é de 48,33 °C no poço da Fazenda Morro Agudo em Pindamonhangaba, aos 732 metros de profundidade.

Souza [37] considera que à profundidade de 2.000 (dois mil) metros, viável de ser atingida por uma perfuração com a atual tecnologia existente no país, a área estudada poderia ter uma temperatura no fundo superior a 102 °C o que, juntamente com outra fonte secundária e com fluidos de mais baixo ponto de vaporização poderia ser utilizada para a produção de energia elétrica.

B. Bacia do São Francisco.

Os dados experimentais do gradiente geotérmico e do fluxo de calor na bacia do São Francisco e no Pré-cambriano ao redor dos cinturões de dobramento e áreas cratônicas, foram adquiridos em mais de 100 localidades.

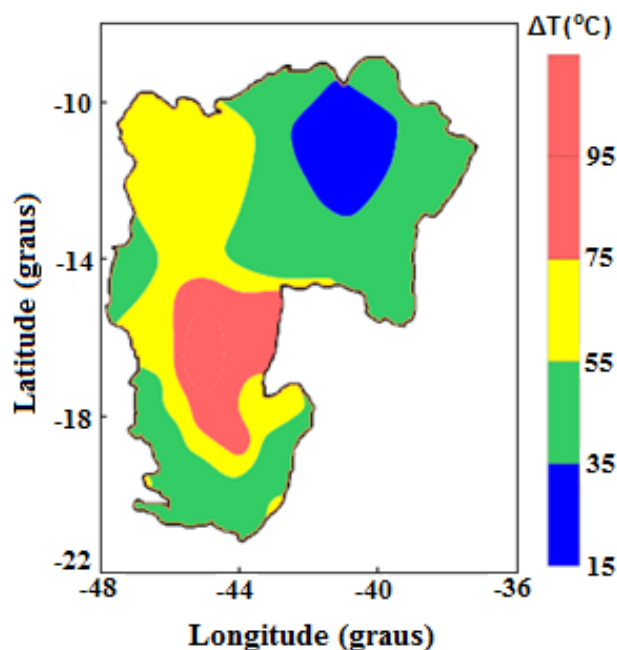


Figura 2.8- Mapa de gradientes máximos de temperatura em relação à temperatura da superfície, na área da província de São Francisco.

Fonte: Tomado de [7]

O mapa de gradientes de temperatura, apresentado na Figura 2.8 para a província de São Francisco, tem sido útil na identificação das áreas de ocorrência dos recursos geotérmicos [7].

C. Bacias costeiras do Estado da Bahia.

Hamza [7] estuda os dados geotérmicos para mais de 100 poços no litoral das bacias de Camamu, Almada, Jequitinhonha e Cumuruxatiba, na parte sudeste do estado de Bahia. O foco

deste estudo foi uma reinterpretação do gradiente de valores relatados por outros autores, após introduzir correções necessárias nos conjuntos de dados originais.

Os resultados obtidos foram utilizados na determinação do mapa de gradientes de temperatura do Estado da Bahia (ver Figura 2.9). Observa-se que valores de gradientes de temperatura são inferiores em $20\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$ nas regiões do pré-cambriano na parte oeste da Bahia. As bacias de Camamu e Almada no nordeste são caracterizadas por valores de gradientes na faixa de 20 a $25\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$. Por outro lado, gradientes de temperatura de $30\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$ são encontrados em partes do Sudeste (bacias do Jequitinhonha e Cumuruxatiba).

Os resultados apontam para a possibilidade de recursos de baixa temperatura nas partes costeiras do sul do estado da Bahia. Em sítios pontuais, segundo a Figura 2.9, podem ser localizados gradientes de temperaturas superiores aos $35\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$.

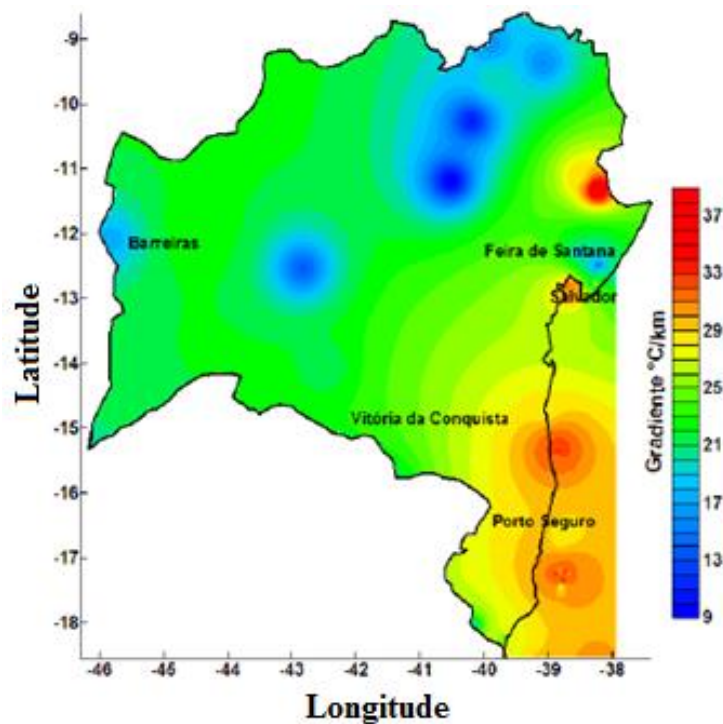


Figura 2.9- Mapa de gradiente geotérmico do Estado da Bahia.

Fonte: Tomado de [7].

D. Estados do norte do Ceará e Rio Grande do Norte

Na análise de gradientes de temperatura do Nordeste do Brasil e a área da plataforma adjacente (ver Figura 2.10), gradientes de temperatura com valores superiores a $40\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$ são encontrados na parte central do estado do Ceará.

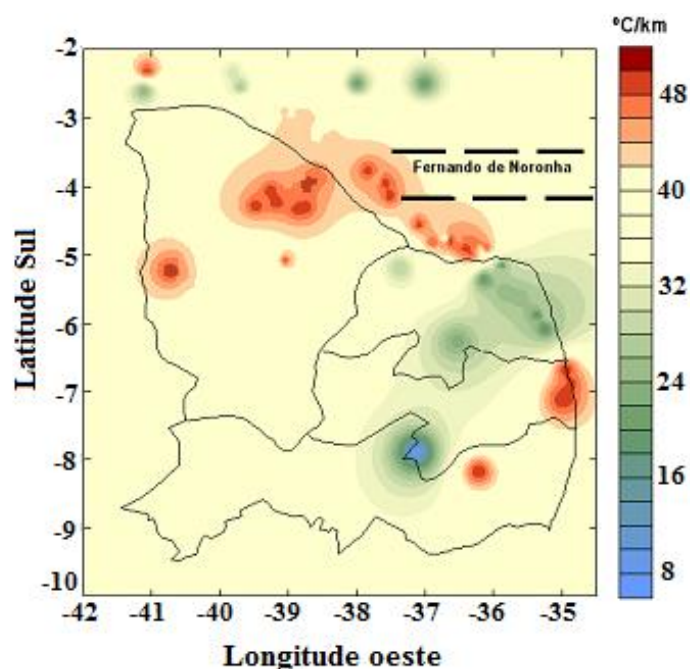


Figura 2.10- Mapa dos gradientes geotérmicos dos estados nordestinos do Ceará e Rio Grande do Norte.

Fonte: Tomado de [7]

Segundo o autor [7], a qualidade dos dados para a região continental é relativamente baixa já que a maioria dos poços em que as medições de temperatura foram realizadas até agora tinham profundidades inferiores a 100 metros. No entanto, é importante salientar que há indícios de atividade vulcânica durante o período Oligoceno, em áreas de alto gradiente geotérmico.

Dados de temperatura de fundo de poços “*offshore*” indicam que a zona de altos gradientes se estende ao longo da costa, na direção do lineamento vulcânico de Fernando de Noronha. As associações de altos gradientes com lineamentos vulcânicos e áreas de pontos de atividade magmática mostram que há a possibilidade de existência de recursos geotérmicos de entalpia média em profundidades inferiores a 3 km na área continental.

E. Bacias costeiras de Sergipe e Alagoas.

Gradientes de temperatura superiores a 30 °C/km são encontradas na área do litoral sul do estado de Sergipe (Figura 2.11). Dados adicionais de poços profundos na área continental são necessários antes que um trabalho de avaliação detalhada possa ser realizado.

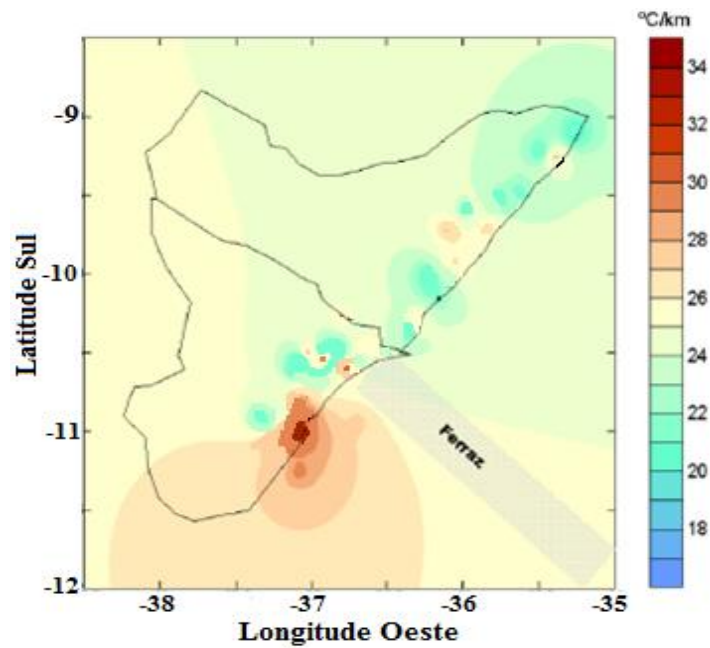


Figura 2.11- Mapa dos gradientes geotérmicos no nordeste dos estados costeiros de Sergipe e Alagoas.

Fonte: Tomado de [7]

F. Leste da bacia costeira do Espírito Santo.

Nesta região se observa que gradientes de temperatura superiores a 30 °C/km são encontrados na área “*offshore*” no norte e são coincidentes com o lineamento vulcânico Vitória – Trindade (Figura 2.12).

Segundo Hamza [7], os resultados apontam para uma possível ocorrência de recursos geotérmicos ao longo da extensão oeste deste lineamento vulcânico.

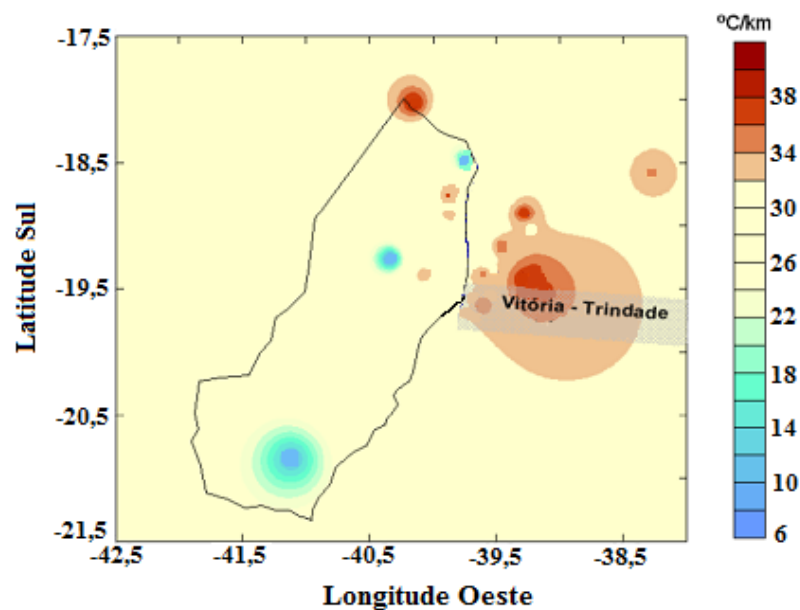


Figura 2.12- Mapa dos gradientes geotérmicos no litoral da bacia do Espírito Santo.

Fonte: Tomado de [7]

O projeto “Alternativas Tecnológicas para a Implantação de Geração de Energia Elétrica Geotermal Híbrida no Brasil a partir de Fontes de Baixa Temperatura”, contratado pela AES Tietê, baseou seus estudos nos resultados dos mapeamentos geotérmicos no Brasil e, mede e avalia zonas onde os gradientes geotérmicos são superiores aos da média mundial. Assim, os estudos geotérmicos deste projeto e desta tese situam seus principais esforços no estudo de três regiões principais: as bacias de Taubaté, Mossoró e Paraná por serem zonas com gradientes de temperatura superiores aos 35 °C/km.

3. TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DA ENERGIA GEOTÉRMICA.

3.1 Generalidades.

A energia geotérmica é semelhante a um grande armazenamento de energia hídrica. Se é gerenciada adequadamente, em muitos locais é totalmente competitiva com a grande maioria das outras fontes de energia. Uma vez que se tenha a planta construída tem-se potência elétrica com um alto fator de carga, que pode chegar até 90%, como ocorre na Islandia [38].

A energia geotérmica é competitiva em uma base não subsidiada, mesmo com usinas hidrelétricas. O maior problema a enfrentar com uma usina geotérmica de um tamanho viável é o tempo que pode levar desde a iniciação do projeto até a produção do primeiro quilowatt-hora (de cinco a sete anos) e os custos capitais iniciais. Uma vez instalado e funcionando, no entanto, está demonstrado que as plantas são absolutamente competitivas [4].

3.2 Tecnologias de Geração de Eletricidade.

A geração de eletricidade a partir da energia geotérmica é atualmente uma forma bem estabelecida e relativamente madura de produção de energia. Uma de suas características importantes é o fator de carga elevado, o que significa que cada MW de capacidade instalada produz mais eletricidade durante um ano do que uma planta de capacidade semelhante a partir de energia eólica ou solar.

A geração de eletricidade a partir de energia geotérmica enfrenta hoje três grandes desafios:

- Em primeiro lugar, a dificuldade de exploração de reservatórios de baixas temperaturas a profundidades relativamente grandes;
- Em segundo lugar, um maior desenvolvimento tecnológico nos equipamentos se faz necessário, de forma tal que se permita o acesso à energia geotérmica de rochas quentes em grandes profundidades a custos reduzidos;
- Em terceiro lugar é necessário um aperfeiçoamento ainda maior dos ciclos de geração de potência a partir das fontes geotérmicas de baixa temperatura.

Os sistemas de geração de energia geotérmica consistem de duas partes principais: o sistema subsuperficial para a extração do calor e o sistema para a geração de energia na superfície.

De acordo com as características de produção do campo geotérmico, por exemplo, vazão mássica e entalpia, pode-se alterar tanto o dimensionamento, como o tipo de ciclo térmico da planta de geração.

A capacidade instalada de geração da planta pode ser determinada com base no mercado de energia e a produtividade atual da fonte. O ciclo térmico é selecionado, de acordo com as características do fluido, e também tomando em consideração as condições econômicas do projeto.

As tecnologias aplicadas para geração de eletricidade a partir da energia geotérmica podem ser divididas em três grupos [39]:

- **Sistemas abertos:** utilizam diretamente o fluido geotérmico como fluido de trabalho para a geração de eletricidade. Neste tipo de sistema é possível a utilização de plantas tipo vapor direto e plantas tipo “Flash”. Os sistemas Flash são divididos em sistemas de flash único sem condensação, sistemas de flash único com condensação e flash duplo.
- **Sistemas fechados/binários:** Nestes sistemas a energia geotérmica é transferida a um fluido secundário, através de trocadores de calor adequados (evaporadores), para a geração de eletricidade. Devido à baixa temperatura do fluido geotérmico ou à mistura líquido-vapor presente, em geral, o meio secundário se caracteriza por possuir uma baixa temperatura de ebulição. Neste sentido o Ciclo Rankine Orgânico ou o Ciclo Kalina (Ciclos binários) apresentam um grande potencial de aplicação.
- **Sistemas combinados:** é constituído por uma mistura de sistemas abertos e fechados num lugar específico de acordo com as circunstâncias. Assim, por exemplo, um sistema tipo

“flash” pode ser combinado com um ciclo binário, em geral, várias combinações são possíveis.

Em todas as opções anteriormente mencionadas o vapor do fluido de trabalho se expande em máquinas geradoras, tais como: turbinas a vapor ou máquinas de expansão a pistão, ou de parafuso. A energia mecânica do eixo é então transformada em energia elétrica por meio de um gerador elétrico.

Até o ano de 2010, as plantas binárias foram as mais utilizadas para a geração de energia a partir de fontes geotérmicas com 240 unidades em operação das 536 usinas geotérmicas existentes no mundo. Gerando 1199 MWe, correspondem a 45 % de todas as unidades geotérmicas existentes, e geram 11 % do total da energia geotérmica (Figura 3.1).

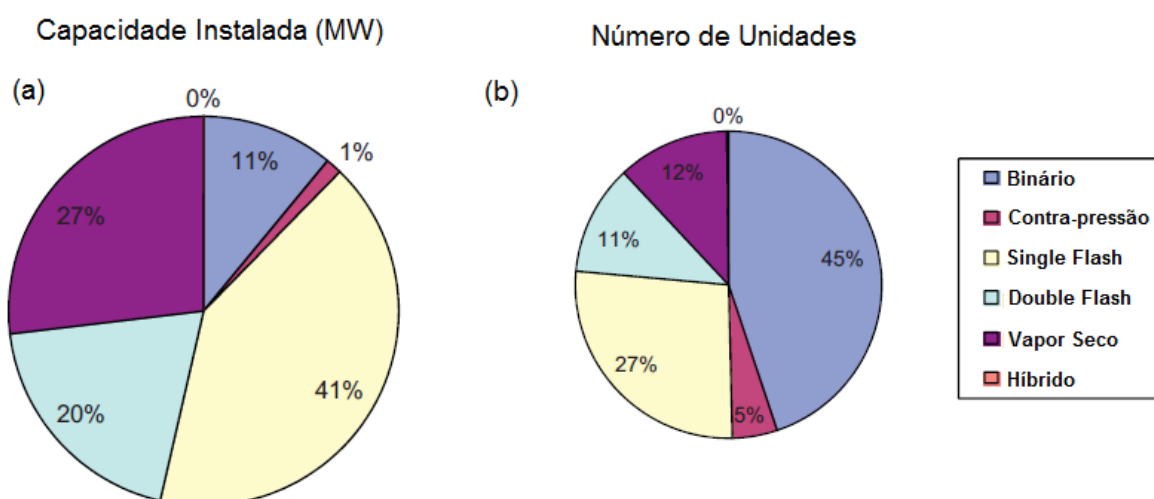


Figura 3.1- (a) Porcentagem da capacidade instalada por planta geradora. (b) Porcentagem de unidades por tipo de planta geradora.

Fonte: Adaptado de [1]

Os sistemas mencionados diferem em relação à eficiência máxima possível e em termos de exploração dos recursos geológicos. A Figura 3.2 mostra o consumo de fluido geotérmico para a produção de 1 MW de potência elétrica para diferentes temperaturas da fonte e diferentes tipos/configurações da planta térmica. Nesta figura pode-se observar que os maiores consumos de fluido geotérmico para a geração de 1 MWe correspondem ao uso da tecnologia de simples flash [14] e os menores consumos são apresentados pelas tecnologias Kalina e ORC, nessa ordem.

A continuação é realizada uma breve descrição das unidades que compõem os sistemas anteriormente mencionados. Especial ênfase é dada nas plantas de ciclo Binário já que são as principais tecnologias para o aproveitamento dos recursos geotérmicos de baixa temperatura que se discutem neste trabalho.

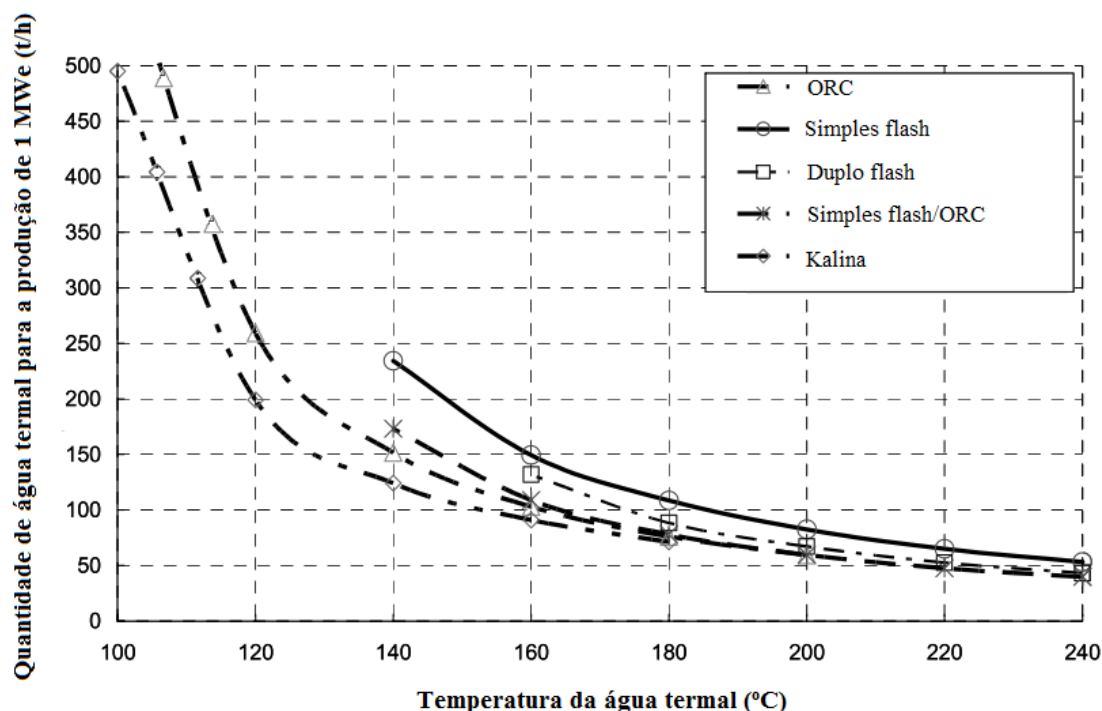


Figura 3.2- Utilização de recursos geotérmicos para diferentes ciclos para a geração de eletricidade.

Fonte: Adaptado de [14]

3.2.1 Plantas Tipo Vapor Direto.

Este tipo de plantas (também denominadas como plantas de vapor seco) é utilizada em fontes geotérmicas onde é produzido vapor diretamente no reservatório geotérmico ou onde o vapor constitui uma porção elevada da energia geotérmica [14]. Este vapor contém certa quantidade de gases não condensáveis de composição e concentração variáveis. A Figura 3.3 mostra uma representação esquemática de uma planta do tipo vapor direto.

Este tipo de planta é muito parecido com as de tipo simple flash, que serão descritas no item 3.2.2. A única diferença é que estas primeiras possuem um removedor de partículas em vez de um separador flash, desta forma a pressão de vapor é transferida diretamente da fonte geotérmica para uma turbina onde o trabalho é produzido.

As plantas de vapor seco tendem a ser mais simples e menos custosas. Embora existam apenas dois grandes campos comprovados de vapor seco no mundo: Larderello na Itália e The Geysers, no norte da Califórnia nos Estados Unidos, há 64 unidades desse tipo em operação, correspondendo a cerca de 12% de todas as plantas geotérmicas. Essas plantas representam 2.943 MWe instalados ou aproximadamente 27% da capacidade geotérmica mundial. A capacidade média de uma unidade de vapor seco é de 40 MW [1].

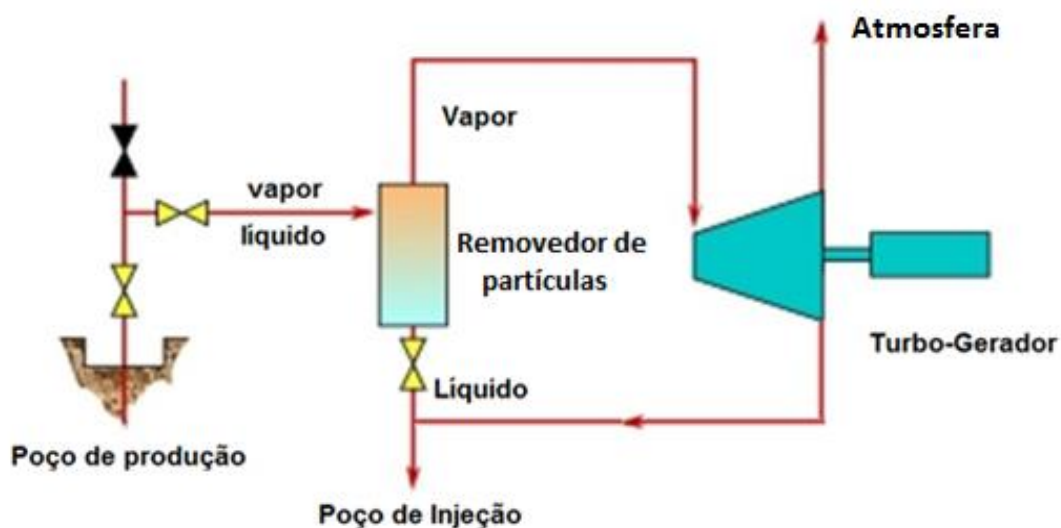


Figura 3.3- Esquema simplificado de uma planta tipo vapor direto.

Fonte: Adaptado de [16].

3.2.2 Plantas Tipo “Flash”.

As fontes geotérmicas de vapor seco, como foram explicadas anteriormente, são pouco comuns. As mais conhecidas são aquelas onde aparece a fase líquida, assim o fluido obtido do poço geralmente é uma mistura das duas fases: líquido e vapor. A qualidade da mistura (porcentagem de vapor ou título) é função das condições do fluido na fonte, das dimensões do poço, e da pressão na cabeça do poço, a qual é controlada mediante uma válvula, ou por uma placa de orifício.

As plantas nas quais é utilizado vapor a alta pressão para gerar eletricidade são chamadas de Simples flash, onde o líquido em ebulição, produzido no subsolo é introduzido num separador flash, no qual a pressão do fluido geotérmico é diminuída para transformar parte desse líquido em vapor saturado. A outra parte (grande quantidade de líquido perto da temperatura de evaporação) é injetada no poço. Uma vez que o vapor foi separado do líquido, ele é transportado até a turbina onde se expande e realiza trabalho. Em seguida este fluido é condensado numa torre de resfriamento e injetado novamente ao poço, como é apresentado na Figura 3.4.

Além de problemas técnicos e ambientais por libertar gases incondensáveis na atmosfera na separação flash, os processos de simples flash são frequentemente caracterizados pela desvantagem de produzir precipitações sólidas. Além disso, a maior parte da energia do fluido geotérmico não é utilizada para fins energéticos, sendo isto o principal motivo pelo qual a utilização destes sistemas é relativamente baixa [14].

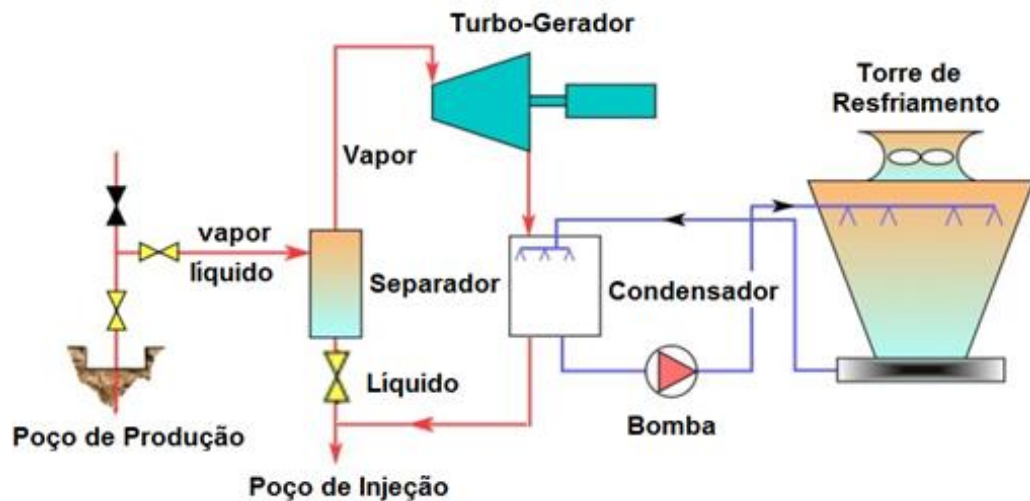


Figura 3.4- Planta de geração elétrica a partir de energia geotérmica tipo Simple Flash com condensação.

Fonte: Adaptado de [16].

A desvantagem da relativamente baixa taxa de utilização da energia geotérmica total produzida dentro do processo de simple flash pode ser corrigida por um simples apêndice do sistema de flash único.

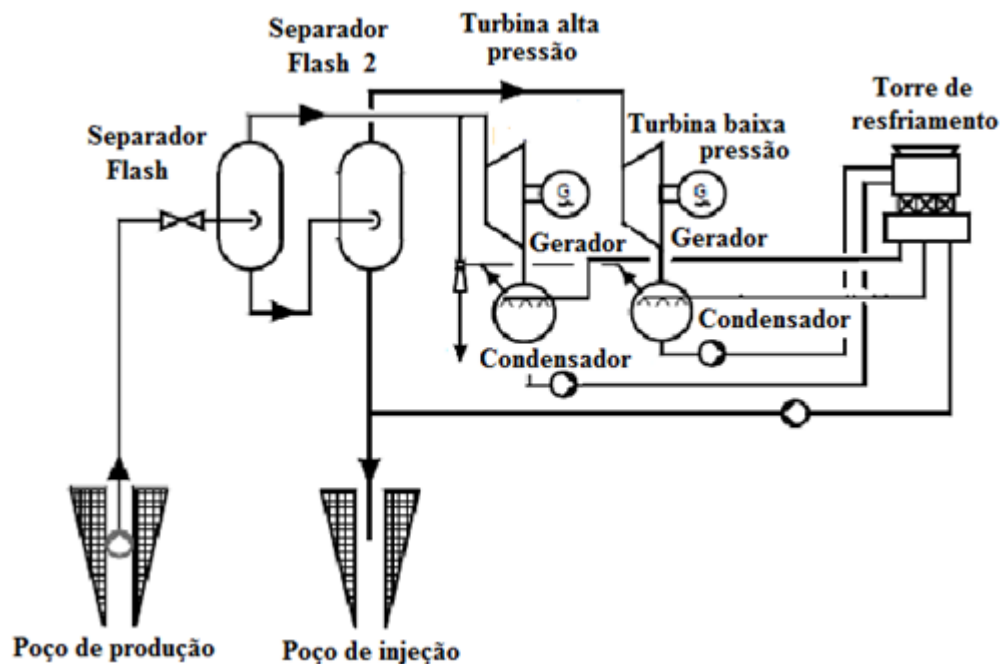


Figura 3.5- Planta de geração de eletricidade tipo Duplo Flash com condensação a partir de fontes geotérmicas.

Fonte: Adaptado de [14].

A partir deste apêndice a água em fase líquida drenada do primeiro recipiente de ação instantânea (separador) é enviada para um segundo separador flash, onde é separada num processo idêntico ao primeiro, outra quantidade de vapor do líquido obtendo assim dois níveis de pressão no sistema térmico. Cada um dos vapores produzidos nos separadores flash é

isoladamente enviado para duas turbinas, uma de alta e outra de baixa pressão para produzir trabalho. Em seguida o fluido é condensado numa torre de resfriamento e enviado ao poço. Este sistema é chamado de Double flash e é apresentado na Figura 3.5.

Segundo Dippipo [30], mediante esta última tecnologia é possível obter entre 20 e 25% de potência adicional a partir do mesmo fluido geotérmico quando comparado com a tecnologia de simples flash.

3.2.3 Ciclos Binários.

Em níveis de temperatura inferiores a 150 °C é difícil construir plantas do tipo Flash, que permitem o aproveitamento do fluido geotérmico a baixos custos e com eficiências razoáveis. Quanto menor é a temperatura da fonte térmica, mais complicado fica construir plantas do tipo Flash. E neste cenário, as plantas de ciclo binário jogam um rol fundamental para a produção de energia elétrica.

Os ciclos binários de conversão de energia existentes usam diferentes fluidos de trabalho, bem como diferentes configurações. Como o fluido geotérmico não está em contato com as partes móveis da planta, os efeitos da erosão nos componentes principais da planta são minimizados. Também apresentam como vantagens o fato de poderem operar com fluidos geotérmicos a temperaturas menores do que 150 °C e com alto conteúdo de gases dissolvidos, ou até mesmo corrosivos.

O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) difere muito pouco do ciclo Rankine convencional. A principal diferença, além das pressões e temperaturas de trabalho, é que este utiliza um fluido orgânico como fluido de trabalho.

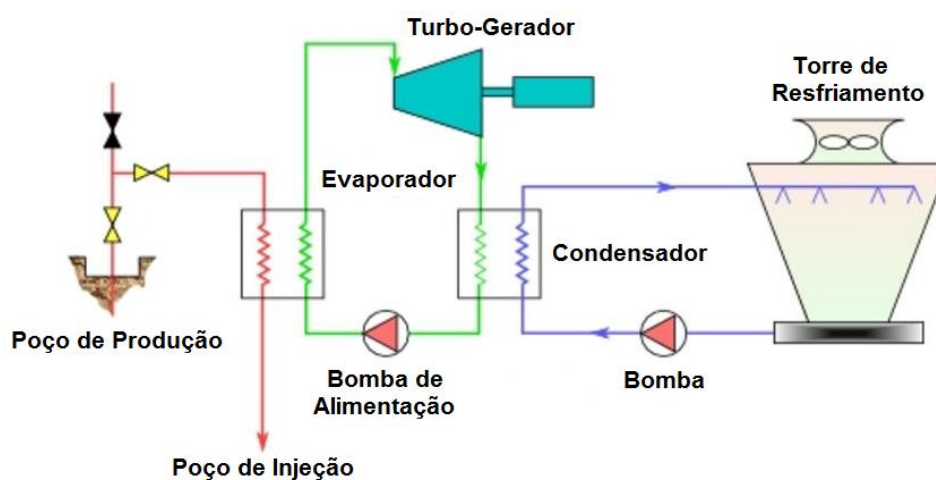


Figura 3.6- Sistema geotérmico utilizando o Ciclo Orgânico de Rankine para a produção de potência elétrica.

Fonte: Adaptado de [16].

Uma representação esquemática deste ciclo é mostrada na Figura 3.6 [30]. Este sistema é o mais comum utilizado para fontes geotérmicas e está sendo amplamente discutido, tanto para fontes geotérmicas como para recuperação de calor, energia solar, biomassa, entre outras aplicações [38,39,40,41,42]. Uma abordagem mais profunda destes sistemas de geração é apresentada no Capítulo 4.

O Ciclo Kalina, é caracterizado pela utilização de uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho (Figura 3.7). O ciclo Kalina é um ciclo frequentemente discutido e utilizado principalmente em aplicações dirigidas ao estudo do aproveitamento da energia geotérmica [43,44,45,46,47,48,49], mas raramente instalado. Outras aplicações deste ciclo são estudadas em sistemas para cogeração de eletricidade e “Frio” [48,49]. Algumas variantes deste sistema são também analisadas, segundo a temperatura da fonte de calor, no aproveitamento de gases de exaustão e gases residuais [50,51,52,53] e também em aproveitamento da energia solar [55,56]. Uma abordagem mais profunda deste sistema de geração é apresentada no Capítulo 5.

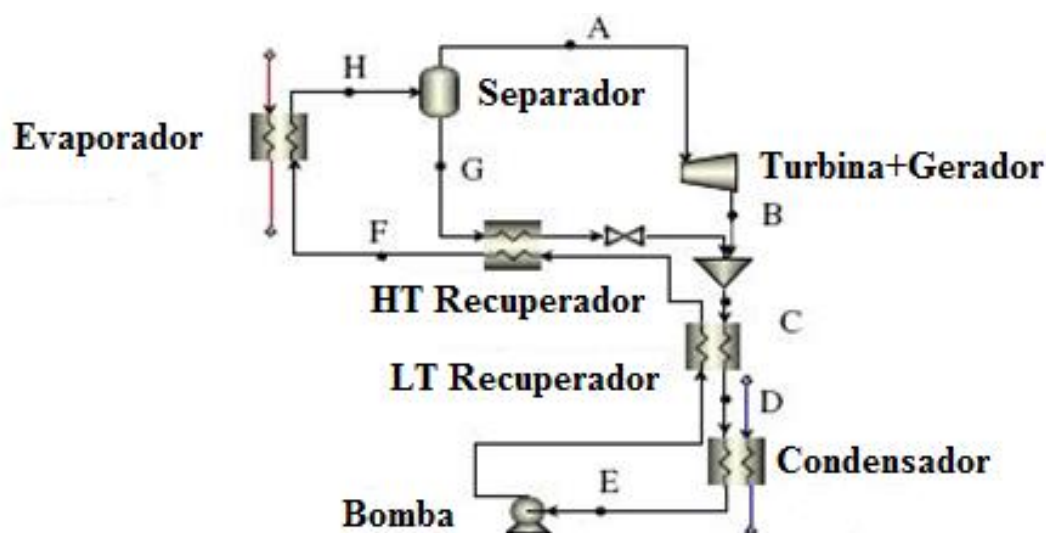


Figura 3.7- Planta de geração de eletricidade baseada no Ciclo Kalina a partir de fontes geotérmicas.

Fonte: Adaptado de [54].

O dióxido de carbono (CO_2) é uma substância que, devido a sua temperatura crítica ($31,1^\circ\text{C}$) e pressão crítica ($7,38\text{ MPa}$) pode ser utilizado para operar em sistemas ORC supercríticos para a geração de potência elétrica em fontes de baixo potencial de calor [60].

Existem poucos trabalhos publicados sobre este assunto, e até agora, não existe uma planta comercial deste tipo no mundo. Segundo Chen [61], estes sistemas mostram um pequeno ganho em produção de potência ao ser comparados com o ORC. A principal limitação do uso do CO_2 em ciclos Rankine é que devido a sua baixa temperatura crítica, a condensação deve

ser realizada a uma temperatura inferior a 25 °C [6,58], o que se torna um desafio para o projeto do condensador tendo em conta as condições ambientais no Brasil.

O diagrama de fluxos e o diagrama T-s do ciclo CO₂ supercrítico, segundo Zhang [60], é apresentado na Figura 3.8 a) e b) utilizando como fonte de calor a radiação solar. Na Figura 3.8 a) pode-se observar primeiramente que o CO₂ é superaquecido num coletor solar e enviado a uma turbina para produzir trabalho, à saída da turbina o fluido de trabalho continua tendo uma alta temperatura pelo que é enviado para um trocador de calor de alta temperatura, este calor pode ser utilizado em varias aplicações, tais como: chiller de absorção, aquecimento de espaços, entre outros dependendo do potencial energético da fonte de calor. Seguidamente o fluido é transladado para um trocador de calor de baixa temperatura, onde é resfriado até o estado líquido, depois disso o fluido é bombeado a uma pressão elevada até o evaporador e é fechado o ciclo.

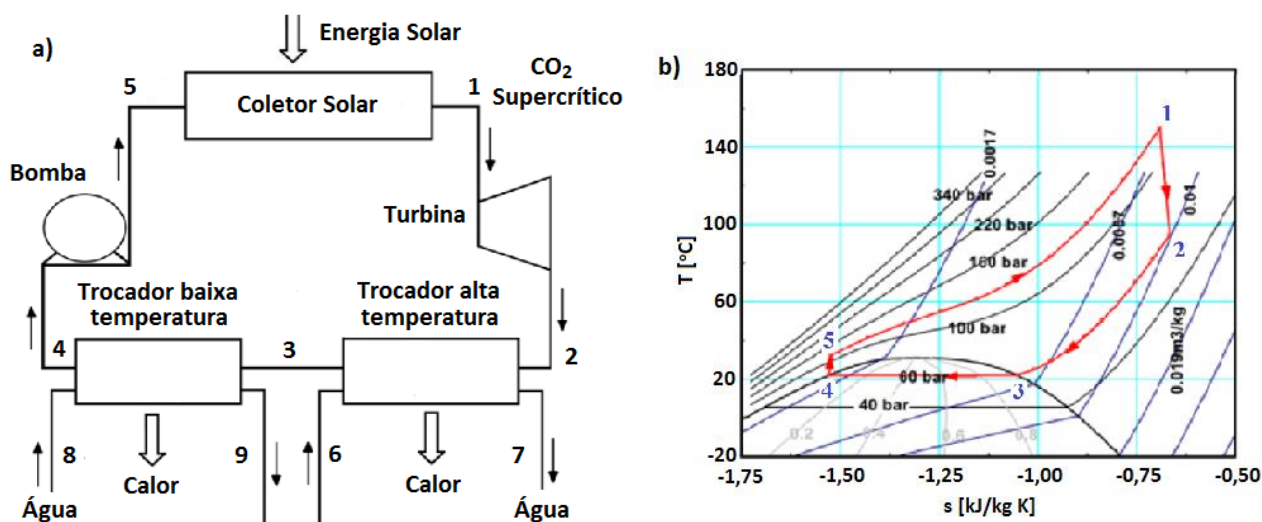


Figura 3.8- a) Diagrama de fluxos para um ciclo CO₂ supercrítico, b) Diagrama T-s do ciclo CO₂ supercrítico.

Fonte: Adaptado de [60].

A Figura 3.8 b) mostra as mudanças de temperatura vs entropia das etapas mostradas na Figura 3.8 a). Na fase (5-1) acontece a evaporação do CO₂ até as condições supercríticas, no processo (1-2) o fluido é expandido para produzir trabalho e a continuação no processo (2-3-4) é condensado o fluido de trabalho, já na etapa (4-5) é elevada sua pressão para fechar o ciclo.

A Figura 3.9 apresenta uma correlação entre a eficiência térmica de plantas binárias existentes com a temperatura da fonte geotérmica [4]. Na Figura 3.9 todas as plantas consideradas são de ciclo ORC com exceção da de Husavik, que utiliza um Ciclo Kalina.

O Ciclo Kalina, segundo diferentes autores [37,49,61], produz maior quantidade de potência elétrica para uma mesma fonte de calor em relação com o Ciclo Rankine Orgânico.

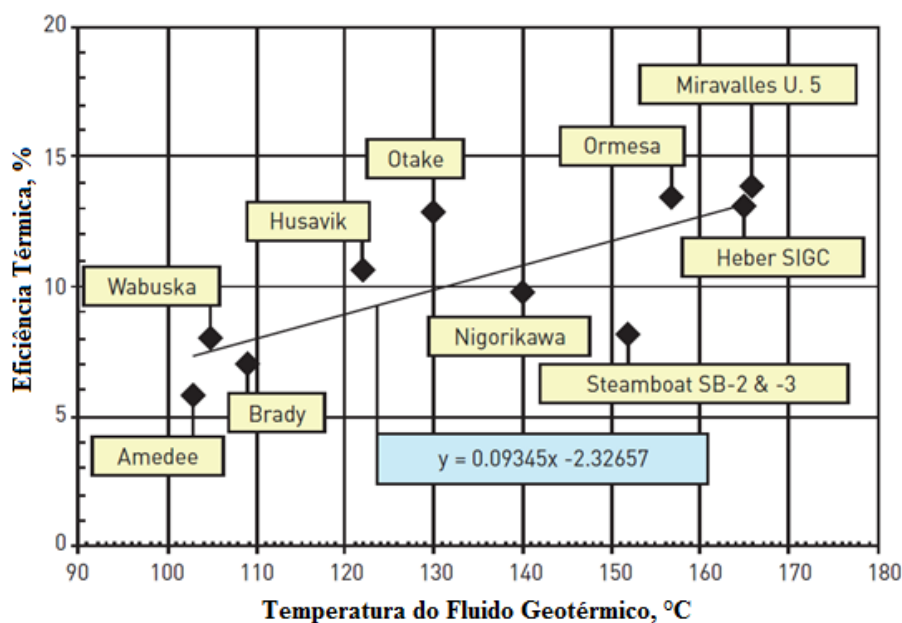


Figura 3.9- Correlação entre a eficiência térmica de plantas binárias com a temperatura do fluido geotérmico.
Fonte: Adaptado de [4].

Segundo Rowshanzadeh [64], devido à mudança de fase tanto no evaporador como no condensador no ciclo Kalina, acontece uma melhor transferência de calor a partir de uma determinada fonte térmica determinada. Isso faz com que melhores eficiências sejam obtidas em comparação ao sistema ORC. No entanto, uma maior pressão deve ser mantida no ciclo Kalina com relação ao sistema ORC. Este fenômeno faz com que o ciclo seja mais caro, ao mesmo tempo em que são necessários outros componentes como separador e absorvedor, a turbina deve ser de vários estágios ou ter uma rotação elevada. Considerando o que foi mencionado resulta em sistemas mais complexos e com maior quantidade de componentes o que gera maiores preços da energia elétrica produzida em comparação com o ORC.

Outras possibilidades para o aproveitamento de fontes geotérmicas de baixa temperatura são os sistemas híbridos (Figura 3.10). Estes tipos de sistemas permitem o incremento na eficiência dos ciclos binários através do aproveitamento da energia de outra fonte de calor, a qual pode ser obtida da combustão de biomassa numa caldeira ou da utilização de concentradores solares, entre outras.

A Figura 3.10, segundo Greenhut [65], mostra um sistema ORC Híbrido Geotérmico/Solar. O sistema primário é um sistema ORC utilizando a energia geotérmica como fonte de calor, assim o fluido é preaquecido no evaporador e em seguida é levado até as condições de superaquecimento mediante o calor coletado de uma fonte de energia solar. O vapor é então levado para a turbina onde é expandido para produzir trabalho e depois é condensado numa torre de resfriamento. Por último o fluido é levado à pressão de trabalho e enviado ao evaporador para reiniciar o ciclo.

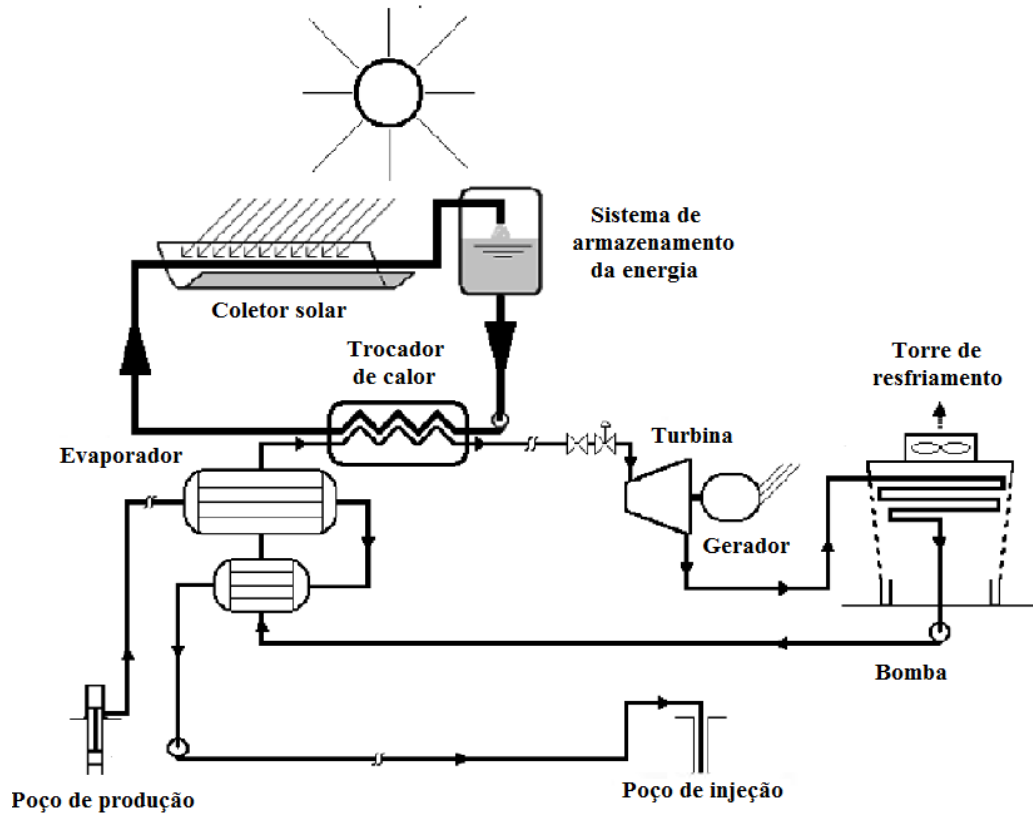


Figura 3.10- Sistema híbrido solar/binário com superaquecimento solar do fluido de trabalho.
Fonte: Adaptado de [65].

Algumas combinações são estudadas com sistemas binários de geração para aumentar a potência elétrica produzida a partir de uma fonte de calor. Por exemplo: Borsukiewicz-Gozdur [66] analisou um sistema a partir de gases de exaustão de um motor de combustão interna, onde combina dois sistemas ORC, um de alta temperatura e um de baixa, trabalhando com tolueno e R143a respectivamente em cada ciclo. Murugan e Subbarao [67] apresentou um estudo sobre um sistema que combina um sistema ORC, o qual utiliza os gases de exaustão de uma planta de queima de Biomassa existente na Suécia que produz 82,2 MW, com um ciclo Kalina que utiliza o calor à saída da turbina do sistema ORC como fonte térmica. Segundo o autor este sistema combinado apresenta eficiências de segunda lei de 27,22%, que representa um incremento de 2% em comparação ao ciclo original.

Chacartegui [68] estudou a integração de uma turbina a gás com um sistema ORC, combinando diferentes fluidos de trabalho, a partir de uma otimização paramétrica do ciclo combinado visando melhorar a integração entre as duas tecnologias. Os melhores desempenhos do sistema foram obtidos utilizando como fluido de trabalho no sistema ORC o Tolueno e o ciclohexano. Bahrami [69] estudou a combinação de um sistema Stirling-ORC utilizando como fonte de calor a energia solar. Neste estudo o sistema ORC foi utilizado para aproveitar o calor

rejeitado no lado frio de um sistema Stirling de pistão livre, obtendo assim ganhos na potência produzida pelo sistema de 4-8%.

4. ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA PLANTA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC).

4.1 Introdução

Fontes de energia renováveis, como solar, geotérmica e energia térmica dos resíduos industriais são fontes de energia potencialmente promissoras, capazes, em teoria, de suprir a demanda elétrica do mundo. No entanto, as temperaturas baixas e moderadas do calor dessas fontes não permitem que a energia seja convertida eficientemente em energia elétrica, por métodos convencionais de geração de potência, pelo qual uma grande quantidade desse calor é simplesmente desperdiçada.

O desenvolvimento de novas tecnologias, na década de 1980, permitiu a produção de eletricidade em fontes de baixa entalpia. Estas plantas hoje fazem uso de temperaturas tão baixas como 75 °C e tão altas como 180 °C.

O fluido de trabalho utilizado para fontes geotérmicas de baixa temperatura tem um baixo ponto de ebulição e uma alta pressão de vapor a baixas temperaturas, em comparação com a água. Temperaturas na faixa de 80 a 170 °C são os valores em que normalmente o sistema binário opera e o valor desta temperatura influencia na seleção do fluido de trabalho adequado. O limite superior de temperatura é restringido pela estabilidade térmica dos fluidos orgânicos, enquanto o limite inferior é restringido por considerações econômicas, como o tamanho dos trocadores de calor e bombas de circulação para uma dada capacidade.

A escolha dos diferentes tipos de fluidos para aplicações de ORC focada em baixas temperaturas tem sido tratada em numerosos estudos [41,70,72,73,74]. Algumas características gerais relevantes dos fluidos de trabalho a considerar podem ser extraídas desses estudos, sendo que as mais importantes são:

1. Desempenho termodinâmico. Procura-se atingir a maior eficiência e potência elétrica para determinada fonte de calor e minimizar a área total de troca de calor do sistema e tamanho da turbina.
2. Estabilidade química. As maiorias dos fluidos orgânicos sofrem deterioração quando são submetidos a altas pressões e temperaturas. Além disso, deve existir compatibilidade entre este e os materiais de construção dos equipamentos.
3. Impacto ambiental, segurança e saúde. Aspectos como: o potencial de aquecimento global, potencial de destruição da camada de ozônio, toxicidade e inflamabilidade devem ser considerados.
4. Disponibilidade e custos.

4.2 Análise termodinâmica do sistema ORC.

Para um melhor entendimento da influência das propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho e os pontos de projeto citados na bibliografia estudada e analisados neste trabalho apresenta-se o sistema ORC na Figura 4.1.

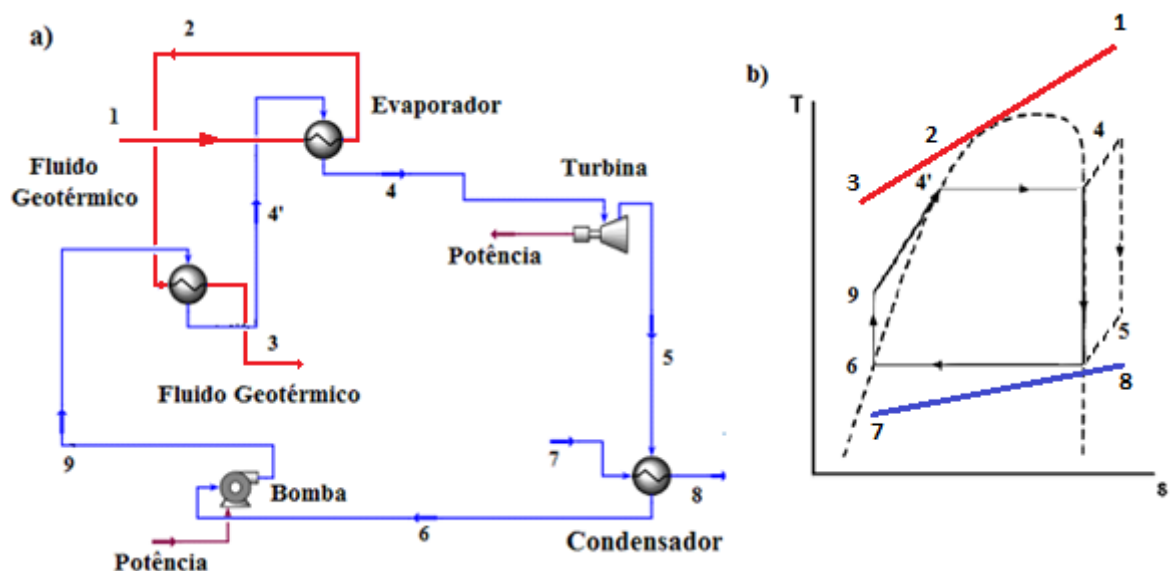


Figura 4.1- a) Esquema de ciclo ORC, b) diagrama T-s do ciclo.

O sistema avaliado é um sistema ORC, composto por seus quatro componentes principais: bomba, evaporador, turbina e condensador, como se mostra na Figura 4.1a. O fluido de trabalho é líquido saturado na saída do condensador (6), logo é comprimido (6-9), e vai para o evaporador, onde ganha calor da fonte geotérmica até se converter em vapor (9-4), para a

análise do sistema o evaporador é dividido em dois componentes com o fim de determinar o valor do Diferencial Pinch de Temperatura, cujo propósito será tratado posteriormente neste trabalho. Finalmente é expandido na turbina para a geração de trabalho útil (4-5), como se mostra na Figura 4.1b.

O sistema térmico apresentado na Figura 4.1a é modelado usando o software comercial *Aspen-HYSYS* v. 7.0. Para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho utilizados, são usadas as equações cúbicas de estado de Peng Robinson- Stryjek Vera (*PRSV*) [74], que é uma modificação das equações de Peng-Robinson (PR) e se estende a aplicações do método de *PR* original. Este método é elaborado para corresponder com as curvas de pressões de vapor de componentes puros e misturas, especialmente para baixas pressões do vapor. As equações do método *PRSV* são representados nas Eq. 4.1 - 4.6.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (4.1)$$

Onde:

$$a = (\alpha)0,45724 \frac{R^2 T^2}{P_c} \quad (4.2)$$

$$b = 0,0777896 \frac{RT_c}{P_c} \quad (4.3)$$

$$\alpha = [1 + k(1 - T_r^{0,5})]^2 \quad (4.4)$$

$$k = k_0 + k_1(1 + T_r^{0,5})(0,7 - T_r) \quad (4.5)$$

$$k_0 = 0,378893 + 1,489715\omega - 0,1713848\omega^2 + 0,0196544\omega^3 \quad (4.6)$$

Onde **a** e **b** são parâmetros da equação de estado, **R** a constante do gás, **T** é a temperatura absoluta, **V** o volume molar, **a** e **k** são funções da temperatura reduzida e do fator acêntrico (**ω**), **k₁** é um parâmetro característico do componente puro e **k₀** é um parâmetro calculado em função do fator acêntrico.

O desempenho do ciclo ORC é avaliado para diversos pontos de projeto e diferentes fluidos orgânicos.. Para simplificar o modelo, as quedas de pressão nos componentes, com exceção da turbina, são ignoradas. Para cada componente individual do sistema térmico, são aplicadas a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica para determinar o trabalho realizado

ou consumido, o calor adicionado ou rejeitado, as irreversibilidades de cada um destes componentes e do sistema em geral, assim como as eficiências térmicas e exergéticas. Neste modelo se levaram em conta as seguintes considerações:

- Utilizou-se como base de cálculo para a análise uma vazão mássica da fonte geotérmica de 1 kg/s, já que, a eficiência do sistema é dependente apenas dos pontos de projeto, e a potência gerada é diretamente proporcional à vazão do fluido geotérmico.
- Temperatura ambiente de 25 °C.
- São consideradas variações do Diferencial de Temperatura Pinch entre 3 °C e 6 °C.
- São considerados diferentes níveis de superaquecimento do vapor na entrada da turbina.
- A temperatura de condensação, menor temperatura do ciclo, é fixada em 37 °C.
- No caso da expansão até a zona de mistura, são aceitos títulos maiores que 85%.
- O sistema opera em estado estacionário, as mudanças de energia cinética e potencial são desprezadas e as perdas de calor e por fricção são desprezadas.
- A eficiência isentrópica da moto-bomba e do turbo-gerador é de 80% e 85%, respectivamente.

Esta análise é realizada para Sistemas Geotérmicos Melhorados (EGS) de baixa temperatura, (entre 90 °C e 140 °C). São avaliados vários fluidos de trabalho em função de suas propriedades termodinâmicas (ver Apêndice A).

Os parâmetros termodinâmicos indicados no Apêndice A representam algumas propriedades das substâncias como: Temperatura Crítica (T_c), Pressão Crítica (P_c), Temperatura de Ebulição (T_b), Massa Molar (M), o tipo de fluido (segundo a linha de vapor saturado que este apresenta), o fator acêntrico ω e o fator k_1 empregados para o cálculo das propriedades termodinâmicas segundo as equações de PR-SV.

4.3 Análise Energética do sistema ORC.

Os balanços de massa e energia para cada componente do ciclo são calculados segundo as Eq. 4.7 e 4.8.

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sai} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{sai} h_{sai} - \sum \dot{m}_{ent} h_{ent} \quad (4.8)$$

As equações do balanço de energia para cada componente do sistema ORC são mostradas nas Eq. 4.9-4.13 segundo a Figura 4.1.

Turbo-gerador:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (4.9)$$

Moto-bomba:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_6(h_9 - h_6) \quad (4.10)$$

Evaporador:

$$\dot{m}_1(h_1 - h_3) = \dot{m}_4(h_4 - h_9) \quad (4.11)$$

Condensador:

$$\dot{m}_7(h_8 - h_7) = \dot{m}_4(h_5 - h_6) \quad (4.12)$$

A eficiência ou rendimento térmico do sistema (η), também é analisado neste trabalho e é calculado como a relação entre o trabalho líquido entregue e o calor de entrada ao sistema (Q_1). Representado na Eq. 4.13.

$$\eta_{SIS} = \frac{W_{liq}}{Q_1} \quad (4.13)$$

4.4 Análise das propriedades termofísicas e ambientais dos fluidos de trabalho.

4.4.1 Inclinação da curva de vapor saturado

O comportamento que o fluido tem quando está sendo expandido na turbina é um critério que influi significativamente na seleção do fluido de trabalho. Estes fluidos mostram três tipos diferentes de inclinação na curva de vapor saturado (ds/dT) e podem ser categorizados, segundo Liu [75] de acordo com o diagrama (T-s) que se mostra na Figura 4.2. Fluidos úmidos, quando a curva de vapor saturado tem valores de $ds/dT < 0$, fluidos isentrópicos, quando os valores de ds/dT são próximos a zero e fluidos secos, quando $ds/dT > 0$.

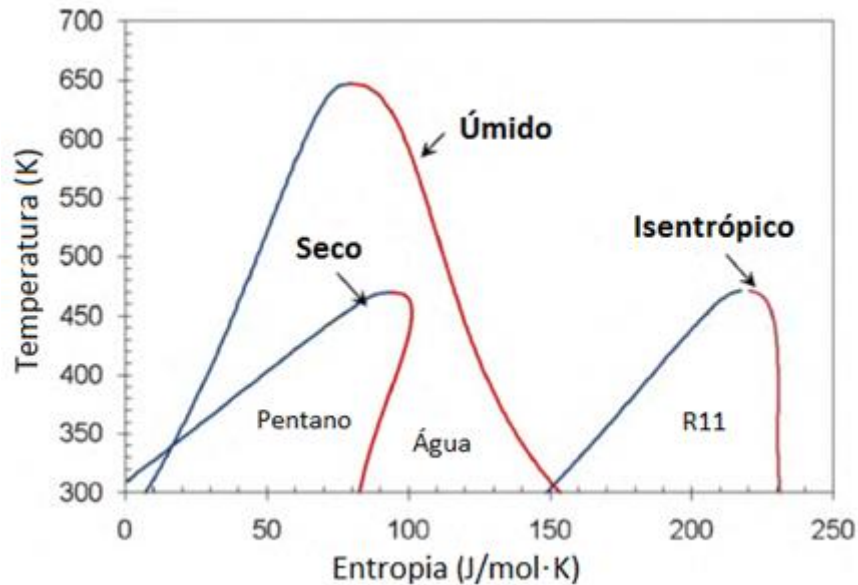


Figura 4.2- Diagrama T-s para fluidos úmidos, isentrópicos e secos.
Fonte: Adaptado de [13].

Segundo Liu [75] e [76], a curva de vapor saturado ($ds/dT = \xi$) também pode ser calculada pela Eq. 4.14. A partir desta equação é determinado um grupo de pontos para cada fluido de trabalho que indicam o tipo de inclinação da curva de vapor saturado.

$$\xi = \frac{C_p}{T_{evap}} - \frac{\frac{nT_{r_{evap}}}{1-T_{r_{evap}}} + 1}{T_{evap}^2} \Delta H_{evap} \quad (4.14)$$

Sendo n , entre 0,375 e 0,38 [75] e C_p é calculado para diferentes temperaturas na linha de vapor saturado de cada fluido de trabalho.

Nos ciclos ORC de baixa temperatura é preferível o uso de fluidos isentrópicos ou secos, pois os fluidos úmidos formam gotículas de condensados durante a expansão do vapor na turbina, causando erosão nas pás deste equipamento. Para neutralizar este fenômeno é necessário superaquecer o fluido, o que produz uma menor eficiência no sistema [68,74,77].

Na saída da turbina os fluidos secos estão na fase de vapor superaquecido, e isto reduz a área de trabalho útil no diagrama T-s do ciclo, e são obtidas ao final da expansão, temperaturas ainda superiores à temperatura de condensação, o que permitiria utilizar uma nova superfície de troca de calor (recuperador de calor), para melhorar a eficiência do ciclo [6,41,73]. No entanto é necessário analisar se esta nova superfície de troca de calor, seria viável do ponto de vista econômico, para fontes de baixas temperaturas, a partir do custo que esta traz consigo.

4.4.2 Compatibilidade com materiais e estabilidade.

Uma propriedade importante dos fluidos de trabalho selecionados, segundo Hung [42], é que estes não podem ser corrosivos ao interagir com os materiais utilizados para a construção da usina. O que inclui materiais utilizados para as tubulações, turbinas, bombas, trocadores de calor, vedações e lubrificantes. O fluido também deve ser térmica e quimicamente estável a qualquer temperatura de operação, na presença de qualquer material e de ar.

O uso de um fluido no sistema de potência está limitado por sua estabilidade a determinadas temperaturas. A temperatura máxima que o fluido alcança no ciclo ORC se dá no evaporador, esta temperatura não deve exceder a faixa de temperatura onde o fluido pode operar conservando sua estabilidade, geralmente limitada por seu ponto crítico.

4.4.3 Condutividade térmica.

Um fator importante a ser considerado é a condutividade térmica dos fluidos de trabalho [41,6,78,77]. Uma maior condutividade térmica representa uma melhor transferência de calor nos trocadores de calor o qual diminui as irreversibilidades do ciclo.

A condutividade térmica quantifica a habilidade dos materiais de conduzir energia térmica. Nos gases, a transferência de calor por condução efetua-se por meio da difusão molecular e atômica, e nos líquidos e sólidos por meio de ondas elásticas. Nos metais, a transmissão de calor é devida, principalmente, à difusão dos elétrons livres, e as oscilações elásticas da estrutura cristalina tem pouca importância [80].

A condutividades térmica pode ser calculada para o caso de gases para componentes hidrocarbonetos puros, a baixa pressão (<350 KPa), pelas equações de Misic and Thodos [81].

$$k_G = 10^{-7} (14,52T_r - 5,14)^{2/3} \left(\frac{C_p}{\lambda} \right) \quad (4.15)$$

Sendo:

$$\lambda = T_c^{1/6} M^{1/2} \left(\frac{101,325}{P_c} \right)^{2/3} \quad (4.16)$$

Para gases puros acima da pressão atmosférica, é usado o método de Stiel and Thodos, [81]:

$$k_G = k_G' + \frac{A10^{-4}(e^{B\rho_r} + C)}{\left(\frac{T_c^{1/6}M^{1/2}}{P_c^{2/3}}\right)Z_c^5} \quad (4.17)$$

Sendo:

$\rho_r < 0,5$	$A=2,702$	$B=0,535$	$C=-1,000$
$0,5 < \rho_r < 2,0$	$A=2,528$	$B=0,670$	$C=-1,069$
$2,0 < \rho_r < 2,8$	$A=0,574$	$B=1,155$	$C=2,016$

Os erros com o uso deste método estão na faixa de 5-6 %.

No caso de hidrocarbonetos líquidos puros, com temperatura reduzida entre 0,25 e 0,8 e pressões inferiores a 3,4 MPa, é utilizada a equação baseada no método de Pachaiyappan e Riedel, [81]:

$$k_L = C\rho M^n \left[\frac{3 + 20(1 - T_r)^{2/3}}{3 + 20\left(1 - \frac{293,15}{T_c}\right)^{2/3}} \right] \quad (4.18)$$

Para hidrocarbonetos não ramificados, de cadeia linear:

$$n = 1,001 \text{ e } C = 1,811 \times 10^{-4}$$

Para hidrocarbonetos ramificados e cíclicos:

$$n = 0,7717 \text{ e } C = 4,407 \times 10^{-4}$$

O erro médio é de 5 % com o uso de este método.

4.4.4 Calor latente.

Muitos autores consideram o calor latente dos fluidos de trabalho como uma das propriedades mais importantes a se ter em conta para obter os maiores desempenhos do sistema termodinâmico [6,41,67,78].

Neste aspecto é realizada uma análise teórica a partir da expressão da variação de entalpia durante a expansão na turbina, a fim de obter uma conclusão abrangente sobre qual é a influência do calor latente dos fluidos de trabalho sobre os parâmetros do ciclo [13].

A partir da relação de Clausius-Clapeyron para a caracterização da transição entre duas fases, propõe-se:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T \Delta V} \quad (4.19)$$

Sendo:

ΔV = variação do volume na transição de fase.

L = calor latente de vaporização

Assumindo que o vapor segue as leis do gás ideal por questões de simplificação, desde que o vapor de alta pressão não pode ser considerado como um gás ideal, esta análise é apenas para fins qualitativos e não se pretende fazer cálculos precisos. Chen [13] chega à Eq. 4.20 que mostra que os fluidos com maiores calores latentes oferecem maior trabalho útil quando a temperatura é mantida constante e os demais parâmetros estão definidos.

$$\Delta h_{isen} = C_p T'_{ent} \left[1 - e^{L(1/T_1 - 1/T_2)/C_p} \right] \quad (4.20)$$

Onde o C_p , é calculado para a temperatura na entrada da turbina.

Este parâmetro tem uma grande importância para análises nas quais a vazão de fluido de trabalho é fixada, sem ter em conta a propriedade de cada fluido de absorver calor da fonte quente. Como cada fluido de trabalho tem propriedades diferentes, para uma fonte de calor determinada é necessário analisar a vazão mássica de fluido secundário que pode ser evaporada pelo sistema. Um calor latente pequeno pode significar áreas menores da curva do ciclo, mas com vazões elevadas de fluido de trabalho evaporado, o que poderia significar um maior trabalho produzido na turbina. Uma análise mais profunda, neste sentido, é necessária para avaliar a importância do calor latente sobre o desempenho do ciclo.

4.4.5 Densidade e calor específico.

Diferentes autores [6,79,82] concordam em que fluidos com elevada densidade (ρ) absorvem maior quantidade de energia da fonte de calor no evaporador, o que reduz a vazão requerida, o tamanho da instalação e o consumo de eletricidade na bomba para a mesma produção de potência.

Segundo Hung [43] o calor específico é um dos três parâmetros de maior impacto sobre a eficiência do ciclo, pelo que deveriam ser usados fluidos de trabalho com baixo calor específico, já que valores elevados deste parâmetro representam uma maior carga para o condensador.

4.4.6 Aspectos ambientais e de segurança.

Os Clorofluorcarbonos (CFCs) são considerados as principais causas de destruição da camada de ozônio, provocando o incremento da incidência dos raios ultravioletas sobre a Terra e conseqüentemente o desequilíbrio dos ecossistemas.

No Brasil, existe um programa de eliminação do uso dos Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), segundo decidido no Protocolo de Montreal, em setembro de 2007. Os prazos para eliminação dos HCFCs ficaram assim definidos: congelamento do consumo e produção dos HCFCs em 2013, com base no consumo médio de 2009-2010; redução de 10% do consumo em 2015; 35% em 2020; 67,5% em 2025; 97,5% em 2030 e eliminação do consumo em 2040 [84].

As principais preocupações sobre os aspectos ambientais incluem o potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), o potencial de aquecimento global (GWP) e o tempo de vida atmosférica (ALT). O ODP e GWP representam o potencial da substância para contribuir com a degradação do ozônio e o aquecimento global respectivamente, devido ao anteriormente mencionado, alguns fluidos refrigerantes foram eliminados, como R-11, R-12, R-113, R-114, e R-115, enquanto outros estão previstas a sua eliminação até 2020 ou 2030 (como o R-21, R-22, R-123, R-124, R-141b e R-142b). Alguns destes fluidos serão analisados neste trabalho como critério de comparação das suas propriedades termofísicas no sistema ORC.

A classificação de segurança dos refrigerantes segundo a ASHRAE é um bom indicador do nível de perigo do fluido. Este indicador mede características das substâncias tais como: inflamabilidade e toxicidade. Como resultado, a ASHRAE marca cada substância com uma letra (A ou B) que significa os níveis de toxicidade, seguida de um número (1, 2 ou 3) que se refere a níveis de inflamabilidade [85].

No caso de um fluido classe A em toxicidade, significa que é um composto cuja toxicidade não foi identificada, já se apresenta classe B é porque foram identificadas evidências de toxicidade.

Um fluido classe 1 de inflamabilidade, significa que neste não se observa propagação de chama no ar a 18 °C e 101,325 kPa. No fluido classe 2, o Limite Inferior de Inflamabilidade (LII) é superior a 0,10 kg/m³ a 21 °C e 101,325 kPa, com um poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg. Fluidos com classe 3 representam fluidos com inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10 kg/m³ a 21 °C e 101,325 kPa, com um poder calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.

Tabela 4.1- Impacto ambiental e de segurança dos fluidos orgânicos.

Fluido de trabalho	ODP	GWP₁₀₀ anos	ASHRAE
n-Pentano	0	~ 20	A3
I-Pentano	0	~ 20	A3
n-Butano	0	<10	A3
I-Butano	0	<10	A3
R-134a	0	1.430	A1
R-141b	0,10	600	A2
R-142b	0,05	1.800	A2
R-290	0	3	A3
R-40	0,02	13	B2
R-152a	0	120	A2
R-11	1,0	3.800	A1
R-12	1,0	4.500	A1
R-113	0,90	6.000	A1
R-114	0,85	9.800	A1
R-21	0,10	6.000	B1

Fonte: Tomado de [76,77]

A Tabela 4.1 apresenta as características do nível de ação dos fluidos em relação à camada de ozônio (ODP), ao efeito estufa (GWP), e ao nível de toxicidade e inflamabilidade segundo a ASHRAE. Os valores do ODP são atribuídos com relação ao valor do R-11 o qual tem o valor de 1, o máximo valor atribuído a uma substância. Já para o GWP, os valores das substâncias são calculados sobre um tempo específico de 100 anos, e são expressos como um fator do dióxido de carbono (cujo GWP está padronizado em 1).

Os valores de ASHRAE, na Tabela 4.1, representam os diferentes níveis de toxicidade e inflamabilidade das substâncias estudadas.

É importante mencionar que para o estudo comparativo destes fluidos orgânicos sobre o desempenho do sistema ORC não foi tido em conta a ação de cada um deles sobre o ambiente, a inflamabilidade nem a toxicidade, mas, na hora de determinar um fluido para a utilização numa planta real, estes são um dos principais aspectos a se ter em conta.

4.5 Análise do Evaporador.

Segundo Lakew & Bolland [71]. Para fontes de baixa temperatura, onde a quantidade de calor absorvida pelo fluido de trabalho é fundamental para um bom aproveitamento da fonte geotérmica, o projeto deste trocador de calor toma uma vital importância. Três parâmetros muito importantes são considerados neste trabalho para a análise do evaporador: efeito do superaquecimento do vapor na entrada da turbina, o Diferencial de Temperatura Pinch e o Diferencial de Temperatura Terminal (TTD) ou Pressão de Vaporização, que afetam diretamente o desempenho do sistema termodinâmico e são avaliados em 15 fluidos de trabalho para diferentes temperaturas de fonte geotérmica.

Neste trabalho são analisadas as variações dos pontos de projeto do evaporador a partir de uma análise combinatória completa com o objetivo de estudar as diferentes combinações dos parâmetros que podem ser formuladas com os elementos de vários conjuntos diferentes e as relações que existem entre um conjunto de parâmetros e outro.

Assim, segundo a Figura 4.3, se um parâmetro pode-se avaliar de várias maneiras (n_1) e ao continuar a análise um segundo evento pode ser efetuado de (n_2) formas diferentes e a continuação, um terceiro parâmetro pode ser alterado de (n_3) formas distintas, então o evento pode ser realizado de $n_1 \times n_2 \times n_3$ maneiras diferentes.

A Figura 4.3 apresenta o conceito da análise combinatória, descrita no parágrafo anterior, de três conjuntos de eventos ou parâmetros, como são: Pressão de Vaporização (PV), dada em kPa, Diferencial de Temperatura Pinch (ΔT_{pp}) dada em °C, e graus celsius de Superaquecimento do Vapor. Semelhante análise é efetuada neste trabalho com o fim de avaliar as combinações possíveis entre os diferentes pontos de projeto e dessa forma determinar quais variáveis proporcionam o melhor desempenho do sistema térmico. Esta análise é determinante para avaliar a influência de cada parâmetro sobre o desempenho do sistema térmico e é desenvolvido para cada fluido de trabalho e para cada temperatura da fonte geotérmica, de tal

forma que são analisadas perto de 8000 combinações dos pontos de projeto e cujos resultados são apresentados no Apêndice C.

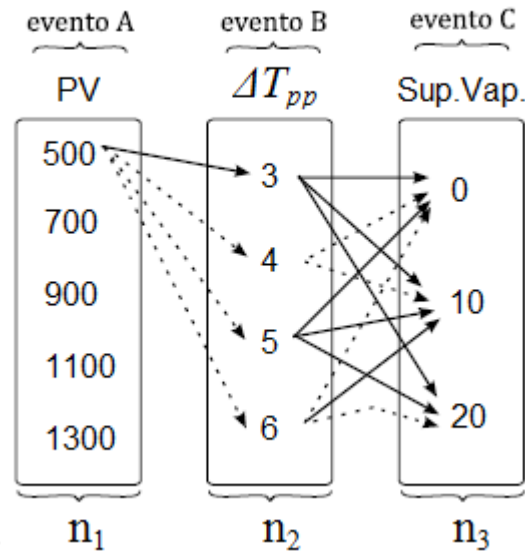


Figura 4.3- Análise combinatória utilizando três eventos diferentes.

4.5.1 Superaquecimento do vapor

O superaquecimento do vapor na entrada da turbina é necessário nos ciclos Rankine convencionais para evitar que ao término da expansão na turbina, valores muito baixos do título do vapor, causem danos na turbina e para aumentar a eficiência do sistema, sendo mantida uma vazão de fluido de trabalho determinada. Nos sistemas ORC, atuando com fluidos de trabalho do tipo isentrópicos e secos, não é necessário o superaquecimento do vapor. A Figura 4.4 mostra num gráfico T- ΔH um processo de evaporação onde a linha tracejada representa o resfriamento da fonte de calor e a linha contínua pontilhada apresenta a vaporização de um fluido de trabalho com superaquecimento do vapor (Figura 4.4a.) e, sem superaquecimento do vapor (Figura 4.4b).

Num sistema ORC, o superaquecimento do vapor na entrada da turbina é necessário quando o fluido de trabalho é úmido, para evitar o mesmo fenômeno que acontece ao trabalhar com a água num sistema Rankine convencional. Quando o fluido de trabalho é do tipo seco ou isentrópico, um superaquecimento do vapor diminui a potência produzida do ciclo para condições similares de operação [6,77,38].

Com o uso de fluidos secos como fluido de trabalho, no sistema ORC, é obtido na saída da turbina um vapor superaquecido o que reduz a área de trabalho no diagrama T-s em relação ao fluido úmido. No entanto, considerando a mesma vazão de fluido geotérmico, um superaquecimento do vapor na entrada da turbina pode diminuir a potência produzida devido à diminuição da vazão de fluido orgânico que é evaporado.

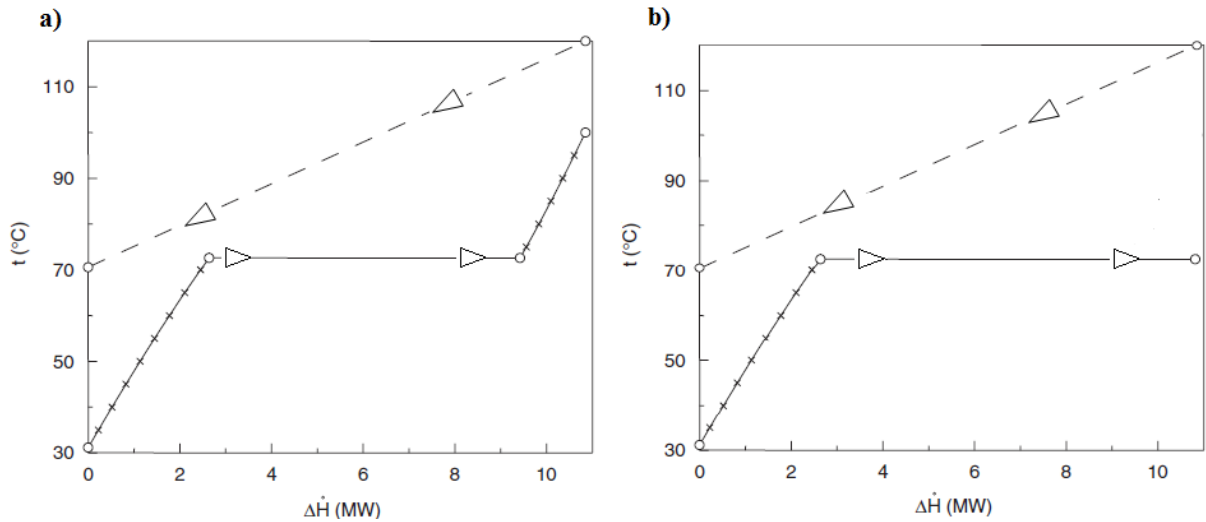


Figura 4.4- Processo de vaporização. a) com superaquecimento do vapor, b) sem superaquecimento do vapor.

Com vista a analisar este fenômeno, neste trabalho são tidos em conta vários níveis de superaquecimento para cada um dos fluidos de trabalho analisados, para conhecer a influência do superaquecimento do vapor sobre o desempenho do sistema térmico para os diferentes fluidos de trabalho e temperaturas da fonte de calor.

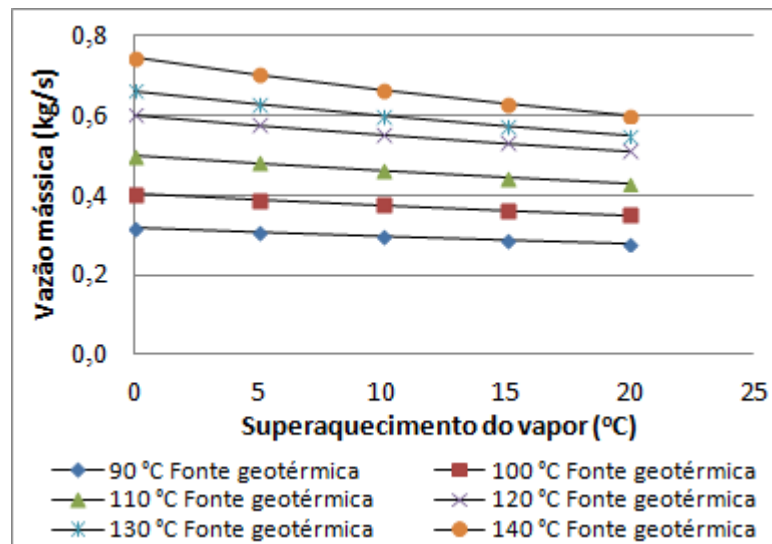


Figura 4.5- Influência do superaquecimento do vapor sobre a vazão de fluido de trabalho evaporada.

Na Figura 4.5 e Figura 4.6 pode-se observar a influência do superaquecimento do vapor na entrada da turbina sobre a vazão de fluido de trabalho que pode ser evaporada no sistema ORC e sobre a potência líquida produzida respectivamente, para diferentes níveis de temperatura da fonte geotérmica, utilizando como fluido de trabalho um fluido seco (I-Butano).

Ressaltando-se mais uma vez que em todos os casos a vazão de fluido geotérmico é mantida constante.

O aumento do superaquecimento proporciona ao sistema um vapor de maior qualidade na entrada da turbina e um salto entálpico maior, porém a vazão mássica do fluido de trabalho evaporada no sistema diminui como se mostra na Figura 4.5. Outro resultado do aumento do superaquecimento está relacionado ao custo dos equipamentos. Menor vazão mássica de fluido de trabalho no sistema implica menores áreas dos componentes do ciclo, e, portanto menores custos.

A Figura 4.6 apresenta o efeito do superaquecimento do vapor sobre a potência líquida produzida no sistema para os diferentes níveis de temperatura da fonte geotérmica. Na Figura 4.6 observa-se uma queda da potência ao aumentar o nível de superaquecimento do vapor. Assim, é possível concluir que o superaquecimento do vapor tem um efeito negativo sobre a potência gerada pelo sistema térmico e esse efeito negativo aumenta segundo aumenta a temperatura da fonte de calor para o caso de fluidos secos.

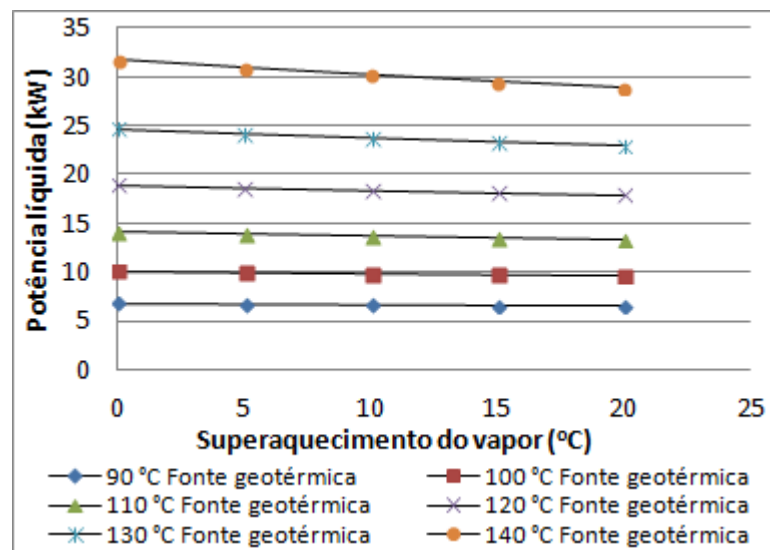


Figura 4.6- Influência do superaquecimento do vapor sobre o potência líquida do sistema.

Ao ser feita a mesma análise para um fluido do tipo úmido (R-40) é possível chegar a uma nova conclusão. Na Figura 4.7 observa-se o mesmo fenômeno que acontece com um fluido seco (I-Butano), a diminuição da vazão de fluido de trabalho com o aumento do superaquecimento do vapor na entrada da turbina. No entanto, ao analisar o efeito do superaquecimento do vapor sobre a potência produzida, atuando com R-40 como fluido de trabalho (Figura 4.8), observa-se um pequeno incremento da potência gerada. Assim, o efeito do superaquecimento para fluidos úmidos, é útil para obter maiores eficiências do sistema com menores áreas dos componentes e, portanto, menores custos de produção da energia.

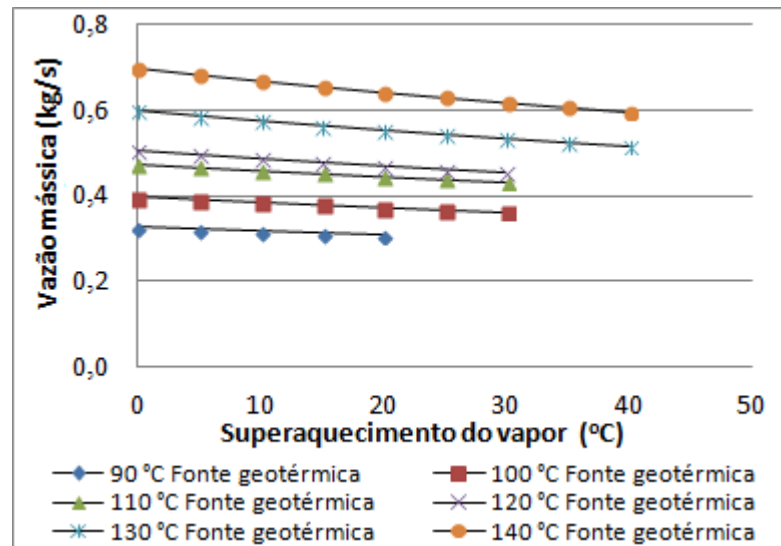


Figura 4.7- Influência do superaquecimento do vapor sobre a vazão de fluido de trabalho evaporada.

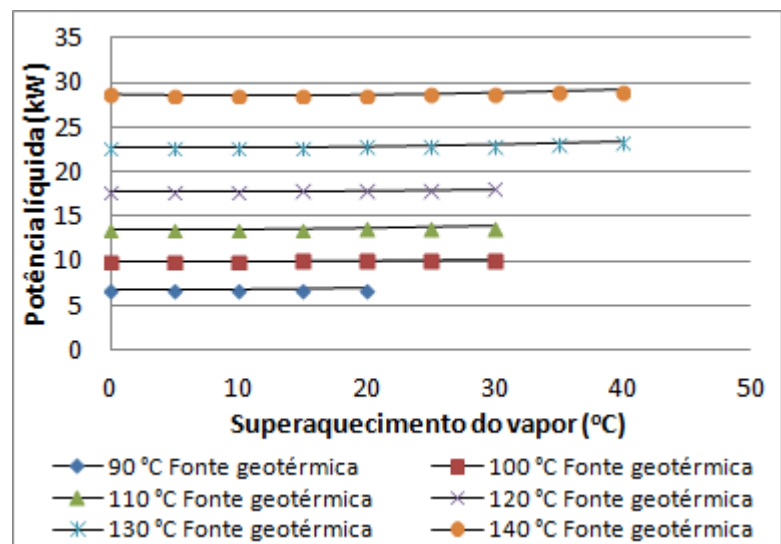


Figura 4.8- Influência do superaquecimento do vapor sobre o potência líquida do sistema.

Como conclusão geral com relação ao efeito do superaquecimento, pode-se assinalar que depende do tipo de fluido de trabalho utilizado. Quanto mais seco seja o fluido de trabalho a utilização do vapor superaquecido no sistema terá um impacto mais negativo e, quanto mais úmido seja o fluido, maior benefício oferecerá do ponto de vista da eficiência e custos totais do sistema térmico.

4.5.2 Diferencial de Temperatura Pinch

O Diferencial de Temperatura Pinch (ΔT_{pp}) dos trocadores de calor, é o mínimo diferencial de temperatura no processo de troca de calor, como mostrado na Figura 4.9 para um

processo de evaporação, onde na linha 1-2' o fluido de trabalho absorve calor (sensível) para elevar a temperatura do fluido de trabalho até seu ponto de ebulição 2'. Em seguida acontece a evaporação do fluido através da isoterma 2'-2, enquanto o fluido geotérmico é resfriado em a-c. Este diferencial pode ser determinado da mesma forma para o caso do processo de condensação.

Diferentes autores concordam na importância do Diferencial de Temperatura Pinch sobre o desempenho do sistema térmico [71,85,86,87,88,89,90]. A maioria dos autores coincide que a diminuição do Diferencial de Temperatura Pinch, para fontes de baixa temperatura, incrementa a eficiência térmica do sistema, aumenta a área de troca de calor tanto no evaporador como no condensador o que incrementa os custos do sistema. Apesar da importância deste parâmetro, existe pouca pesquisa sobre a influência do mesmo sobre o desempenho do sistema. A maioria dos autores assume um valor (geralmente pequeno) do Diferencial de Temperatura Pinch para a análise.

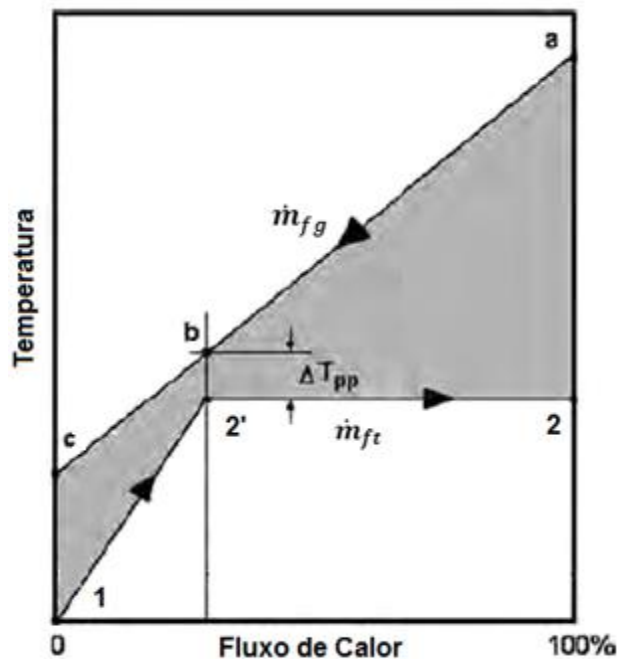


Figura 4.9- Diagrama de transferência de calor para o evaporador.

Para determinar a influência deste parâmetro no desempenho do sistema térmico, neste trabalho é avaliada a variação desde 3 °C até 6 °C do Diferencial de Temperatura Pinch, pois com diferenciais menores que 3 °C seria impossível a operação no trocador de calor. Este parâmetro é avaliado sobre potência produzida, área dos componentes do sistema e custos de produção da eletricidade.

4.5.3 Diferencial de Temperatura Terminal e pressão de vaporização

O Diferencial de Temperatura Terminal (TTD) é a diferença entre a temperatura da fonte geotérmica (T_{s1}) e a temperatura de entrada do fluido de trabalho na turbina (T_{n1}), na Figura 4.10 a) e b) [94].

A Figura 4.10 apresenta num diagrama T-s de um sistema ORC dois projetos diferentes do evaporador, mantendo constante a temperatura da fonte geotérmica (T_{s1}), temperatura de condensação (T_{n2}), fluido de trabalho na condição de vapor saturado na entrada da turbina e Diferencial de Temperatura Pinch (ΔT_{pp}). No caso da Figura 4.10 a) é tomada uma temperatura de evaporação do fluido de trabalho (T_{n1}) próxima à temperatura da fonte geotérmica (T_{s1}). Enquanto, na Figura 4.10 b) apresenta-se uma temperatura de evaporação (T_{n1}) mais distante da temperatura da fonte geotérmica (T_{s1}), obtendo-se assim uma TTD maior.

O efeito que tem o TTD sobre o sistema ORC também pode ser medido por outro parâmetro: a pressão de vaporização. Este parâmetro termodinâmico também pode ser observado na Figura 4.10 a) e b) e identificado como “PV” e é diferenciado com uma linha azul.

É importante determinar qual é a TTD ou pressão de vaporização na qual melhores desempenhos do sistema ORC são obtidos. Para o caso onde a T_{n1} tem valores mais próximos da temperatura da fonte geotérmica ou a pressão de vaporização tem valores mais próximos da pressão crítica do fluido de trabalho, maior queda de entalpia é experimentada na turbina, mas resulta numa elevada temperatura de saída da fonte geotérmica (T_{s3}), e portanto, uma baixa quantidade de calor é absorvida pelo fluido de trabalho. Já no caso onde a T_{n1} tem valores mais distantes da temperatura da fonte geotérmica, ou quando a pressão de vaporização se afasta da pressão crítica do fluido de trabalho, maiores vazões de fluido de trabalho são evaporadas devido ao incremento do calor disponível, que se evidencia com a diferença de temperatura na saída do evaporador (ΔT_{s3}).

Este fenômeno mostra que existe um compromisso entre a queda de entalpia na turbina e a vazão mássica de fluido de trabalho no ciclo termodinâmico. É necessário determinar até que ponto um aumento da vazão de fluido de trabalho, implica obter melhores desempenhos no sistema, ou até que ponto um aumento da queda de entalpia na turbina, tem um efeito negativo sobre a produção de potência no sistema. Deve ser considerado também que vazões elevadas de fluido de trabalho afetam o dimensionamento do sistema, pelo qual uma análise econômica se faz necessária em adição à análise termodinâmica.

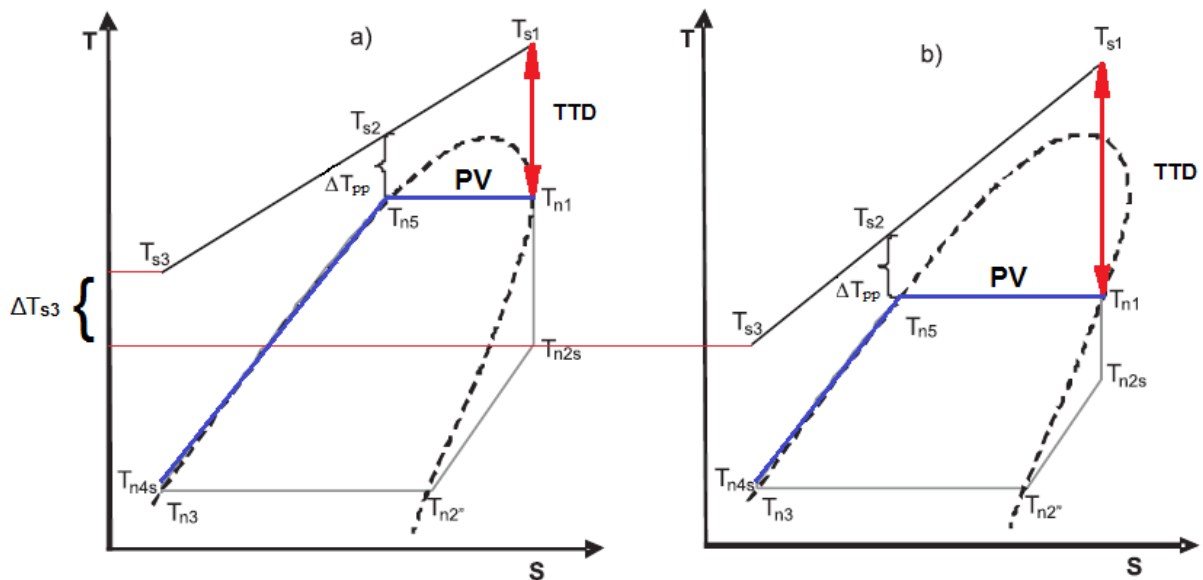


Figura 4.10- Sistema termodinâmico da planta ORC para uma fonte geotérmica com temperatura T_{s1} e, a) Altas pressões de vaporização, b) Baixas pressões de vaporização. Fonte: Adaptado de [96].

A Figura 4.11 mostra claramente a influência que tem o projeto do evaporador sobre a potência produzida no sistema ORC, representado pelos três parâmetros de projeto estudados neste trabalho: o superaquecimento do vapor na entrada da turbina, pressão de vaporização e Diferencial de Temperatura Pinch, neste caso atuando como n-Butano como fluido de trabalho para os diferentes níveis de temperatura da fonte geotérmica.

Assim como a seleção do fluido de trabalho, a determinação dos parâmetros de projeto do sistema também tem uma grande importância na análise do ORC. Quando o sistema atua com n-Butano como fluido de trabalho nas temperaturas da fonte de calor entre 90 °C e 140 °C apresenta uma produção de potência máxima de 32 kW a 140 °C da fonte geotérmica, trabalhando numa pressão de vaporização de 1263 kPa, com um Diferencial de Temperatura Pinch de 3 °C e sem superaquecimento do vapor. Porém, com uma fonte de calor semelhante, podem-se obter quedas na produção de potência de mais de 80 % se forem utilizados pontos de projeto diferentes, como se mostra na Figura 4.11.

Uma queda da pressão de vaporização nem sempre melhora o desempenho do sistema ORC. Quando a Temperatura da fonte de calor é maior que a temperatura crítica do fluido de trabalho, como o caso de R-152a ($T_c = 113,9$ °C), representado na Figura 4.12, maiores potências são obtidas considerando a pressão de vaporização perto da pressão crítica do fluido de trabalho.

Na Figura 4.12 pode-se observar que quando a temperatura da fonte geotérmica está entre 90 °C e 120 °C uma diminuição da pressão de vaporização favorece o aumento da produção de potência do sistema, já para temperaturas da fonte de calor entre 130 °C e 140 °C, quando a temperatura da fonte de calor se afasta da temperatura crítica do fluido, as maiores

potências são obtidas trabalhando com a máxima pressão de vaporização permitido pelo fluido de trabalho.

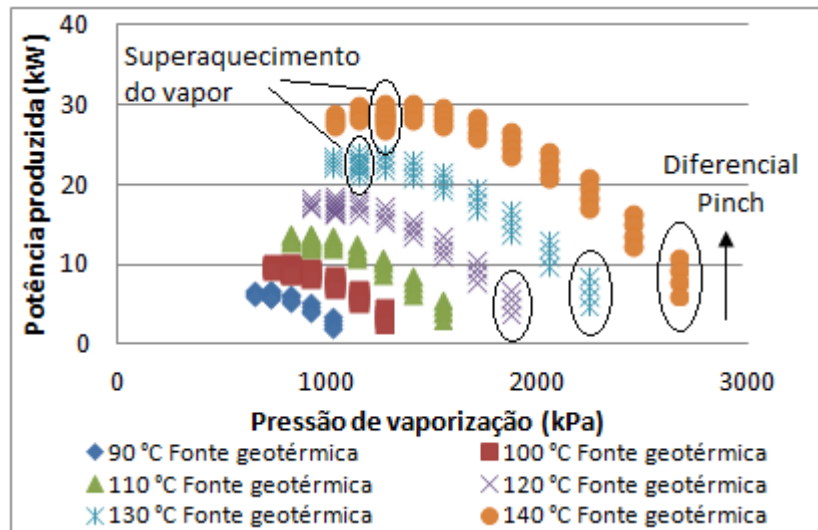


Figura 4.11- Influência da Pressão de Vaporização, o Diferencial de Temperatura Pinch e superaquecimento do vapor na entrada da turbina sobre a produção de potência no sistema ORC.

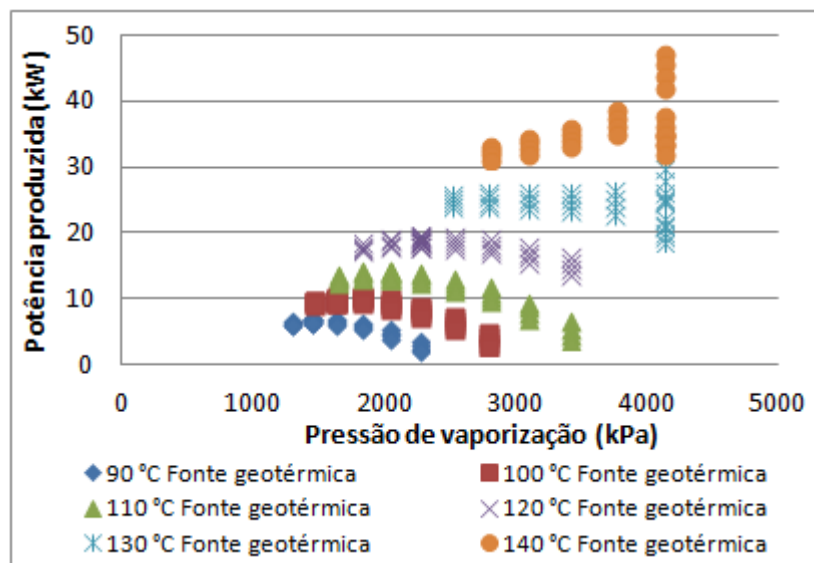


Figura 4.12- Influência da Pressão de Vaporização, o Diferencial de Temperatura Pinch e superaquecimento do vapor na entrada da turbina sobre a produção de potência no sistema ORC.

Quando a temperatura da fonte de calor é muito maior que a temperatura crítica do fluido de trabalho, como o caso de R-290 ($T_c = 97\text{ °C}$) e R-134a ($T_c = 101\text{ °C}$) trabalhando com um fluido geotérmico de 140 °C , são obtidas potências muito baixas, de tal forma que trabalhar com uma fonte de calor de menor temperatura favoreceria a produção de potência.

Portanto é necessária uma análise deste tipo para aproveitar ao máximo uma determinada fonte de calor geotérmica.

4.6 Análise da turbina.

A turbina é necessária para extrair a energia do fluido de trabalho e convertê-la em trabalho mecânico, posteriormente um gerador é utilizado para gerar eletricidade. Existem várias maneiras de extrair esta energia, já que existem diferentes conceitos de turbinas. As principais são: turbinas de fluxo radial e turbinas de fluxo axial. As máquinas de um estágio axiais são comumente utilizadas em sistemas com altas vazões e baixas relações de pressão, enquanto as turbinas do tipo radiais são adequadas para a utilização em sistemas com vazões mais baixas e relações de pressão elevadas [97].

A utilização de fluidos orgânicos como fluidos de trabalho num sistema Rankine oferece algumas vantagens sobre o uso da água. Devido ao elevado peso molecular dos fluidos orgânicos sobre a água permite um baixo superaquecimento na entrada da turbina e baixas porcentagens de líquido são obtidas na exaustão da turbina. Além disso, os fluidos orgânicos apresentam, em geral, quedas de entalpia muito pequenas e esta propriedade permite um projeto mais compacto da turbina para uma determinada temperatura de operação. [12].

A turbina é a parte mais custosa do sistema ORC, que pode chegar a 60% dos custos totais do sistema, portanto uma boa seleção da turbina segundo suas especificações é uma importante tarefa [64]. Em faixas de potências na ordem de vários MW, turbinas do tipo axial podem ser selecionadas, em aplicações menores de 1 MW o uso de turbinas radiais é mais propício, devido à grande queda de eficiência das turbinas axiais para baixas potências.

Segundo Angelino [77] a eficiência da turbina é definida por muitos fatores, incluindo o perfil da pá, as propriedades do fluido de trabalho e características de fabricação (acabamento, rugosidade, etc.). No entanto, assumindo um bom projeto aerodinâmico, um dos fatores mais importantes, que depende das propriedades do fluido de trabalho, é o Fator de Dimensionamento “SF”, que é função da vazão volumétrica na descarga “ \dot{v}_{sai} ” (m³/s), e a queda isentrópica de entalpia “ Δh_{is} ” (J/kg), representado na Eq. 4.21.

$$SF = \frac{\sqrt{\dot{v}_{sai}}}{\Delta h_{is}^{1/4}} \quad (4.21)$$

O parâmetro SF expressa a proporcionalidade entre as dimensões reais de uma turbina e pode ser utilizado, efetivamente, para comparar a diferença de dimensionamento da turbina, utilizando os diferentes fluidos de trabalho. Esta diferença de tamanho da turbina fornece uma

ideia também da diferença dos custos de utilizar um fluido de trabalho ou outro, devido à relação direta que existe entre dimensionamento da turbina e o seu custo.

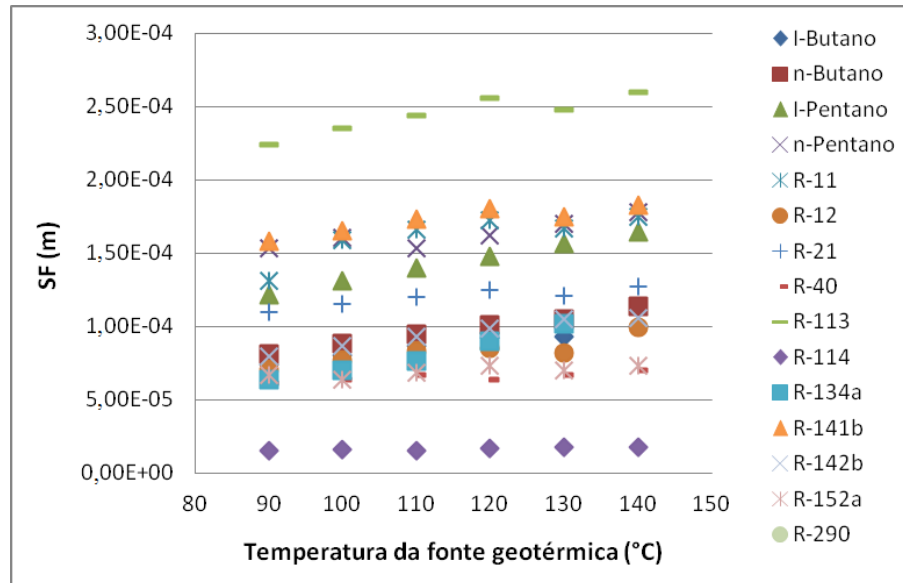


Figura 4.13- Fator de Dimensionamento da turbina para cada fluido de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.

A Figura 4.13 mostra a diferença em dimensionamento da turbina que existe com a utilização dos diferentes fluidos de trabalho, independentemente da potência gerada. O valor do SF poderia ser um bom indicador de custos. A não existência, na bibliografia disponível, de uma relação que vincule os custos com SF, leva a determinar os custos da turbina a partir de outros parâmetros que são analisados no capítulo 6.

4.7 Cálculo das áreas dos trocadores de Calor do sistema ORC.

O dimensionamento dos equipamentos de troca de calor do sistema (evaporador e condensador) é estudado por diferentes autores [43,48,71,87,89,95,96,97] e pode ser determinado a partir de estimativas. Este dimensionamento é relacionado à definição das áreas de troca de calor para determinar os custos destes equipamentos devido à relação direta que existe entre custo e área de troca de calor. As metodologias utilizadas para o cálculo são variadas e dependem do tipo de trocador de calor selecionado e das suas características. Assim o dimensionamento dos trocadores de calor, neste trabalho, é efetuado pelo método da Diferença Média Logarítmica da Temperatura (LTDM), pois nos sistemas em estudo há uma baixa diferença de temperatura entre a fonte de calor e o fluido de trabalho.

A Figura 4.14 apresenta num diagrama de temperatura em função do calor na vaporização de um fluido que é aquecido, até a zona de vapor superaquecido desde a temperatura T_{c1} até T_{c2} , por outro fluido que é resfriado desde a temperatura T_{h1} até T_{h2} .

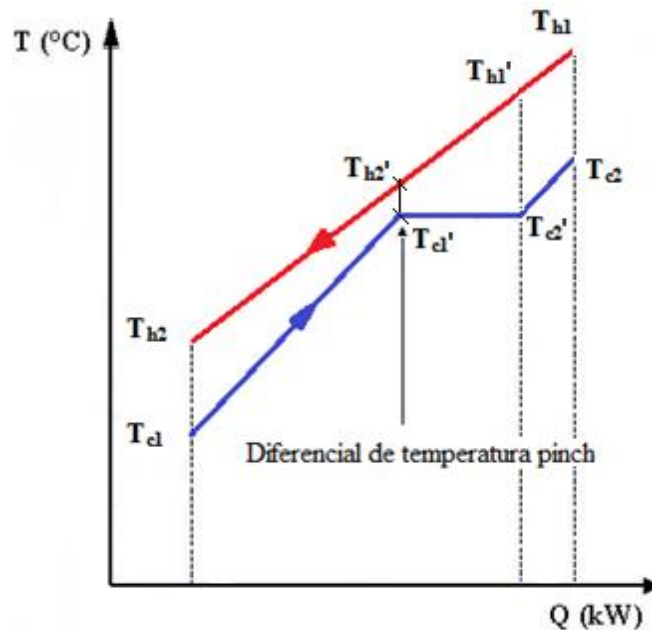


Figura 4.14- Diagrama de temperatura versus calor de um evaporador.

Um balanço de energia entre a entrada e a saída de um fluido num trocador de calor deste tipo proporciona a Eq. 4.22.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{sai} - T_{ent}) \quad (4.22)$$

A diferença média de temperaturas serve para o cálculo do fluxo de calor trocado (\dot{Q}), e é determinada por meio de um balanço de energia entre a cedida pelo fluxo quente e a absorvida pelo fluido frio, na forma mostrada pela Eq. 4.23.

$$\dot{Q} = \bar{U}A\Delta T_m \quad (4.23)$$

Para o uso desta equação são realizadas as seguintes considerações:

1. O coeficiente global de transferência de calor (\bar{U}) é constante para toda a trajetória do fluido no trocador de calor.
2. As vazões de fluido que escoam são constantes, obedecendo aos requerimentos do estado estacionário.
3. O calor específico (C_p) é constante sobre toda a trajetória do fluido no trocador de calor

4. No existem mudanças de fases parciais no sistema, assim, o cálculo é realizado para mudanças no calor sensível e quando a vaporização ou condensação é isotérmica em toda a trajetória.

A partir da Eq. 4.24 e tendo em conta as considerações propostas, é utilizada a equação do calor absorvido ou cedido na troca de calor (Q), como a soma da transferência de calor na zona de calor sensível do fluido de trabalho (Q_{sen}), na zona de mudança isotérmica de fase (Q_{lat}), e na zona de superaquecimento do vapor (Q_{sup}) segundo as Eq 4.24-4.27.

$$\dot{Q}_{sup} = \bar{U}A \left[\frac{(T_{h_1} - T_{c_2}) - (T_{h_1'} - T_{c_2'})}{\ln[(T_{h_1} - T_{c_2})/(T_{h_1'} - T_{c_2'})]} \right] \quad (4.24)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \bar{U}A \left[\frac{(T_{h_1'} - T_{c_2'}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{\ln[(T_{h_1'} - T_{c_2'})/(T_{h_2} - T_{c_1})]} \right] \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{sen} = \bar{U}A \left[\frac{(T_{h_2} - T_{c_1}) - (T_{h_2} - T_{c_1})}{\ln[(T_{h_2} - T_{c_1})/(T_{h_2} - T_{c_1})]} \right] \quad (4.26)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{sup} \quad (4.27)$$

Como a força impulsora primária da troca de calor é a diferença de temperatura, e sua magnitude é importante para determinar a área de troca (e o custo do trocador de calor) é importante considerar as temperaturas de operação. A diferença média logarítmica de temperatura (LTDM) é uma boa medida da força impulsora do fluxo calórico no trocador. Diferenças de temperaturas próximas entre si, entre a temperatura de saída de um fluido e a de entrada de outro resultam em baixos valores do LTDM. Isto é desejável, porque quanto menores forem as diferenças de temperatura de saída, mais eficiente desde o ponto de vista energético será a troca. No entanto, é importante compreender que, um valor baixo de LTDM, resulta em equipamentos de maior tamanho e por tanto mais caros.

Para a determinação do coeficiente global de troca de calor (\bar{U}), na Eq. 4.24 são necessários dados ainda não disponíveis neste estágio preliminar do projeto e são necessários alguns fatores de correção de acordo com o projeto geométrico do trocador de calor. Para este

trabalho é assumido um trocador de calor de casco e tubo, tanto para o evaporador como para o condensador, devido às grandes vazões de fluidos utilizadas nestes sistemas.

A seleção do valor apropriado de \bar{U} , que depende do tipo de superfície por onde escoar o fluido e as resistências térmicas do material, é importante para uma determinação mais precisa das áreas totais dos trocadores de calor. Como primeira aproximação de cálculo, pode ser utilizada os valores mostrados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2- Valores aproximados de \bar{U} para diferentes fluidos.

Fluidos	Coefficiente global de transferência de calor, \bar{U}
	$W/m^2 K$
Propano, butano ou pentano (condensação)-água	730
Refrigerante (condensação)-água	650
Refrigerante (evaporação)-água	510

Fonte: Tomado de [43, 98].

Seguindo a metodologia da LTDM são calculadas as áreas dos trocadores de calor para os diferentes fluidos de trabalho e temperaturas da fonte geotérmica. A Figura 4.15 apresenta a soma das áreas dos trocadores de calor do sistema ORC na produção de potência na turbina, atuando como fluido de trabalho o n-Butano, para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica. O mesmo estudo é realizado para todos os fluidos de trabalho analisados nesta tese e os resultados são apresentados no Apêndice C.

Na Figura 4.15 são apresentadas as variações dos diferentes pontos de projeto do evaporador (superaquecimento do vapor, ΔT_{pp} e pressão de vaporização). Assim, pode-se observar a ampla faixa de produção de potência e a área requerida de troca de calor com a variação dos pontos de projeto do evaporador para cada temperatura da fonte geotérmica.

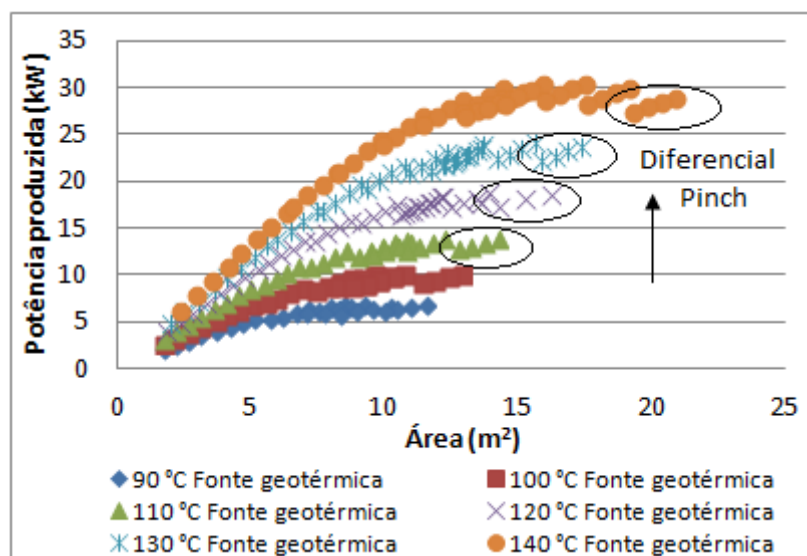


Figura 4.15- Área de troca de calor requerida para a produção de potência no ciclo ORC.

É necessário identificar quais seriam os parâmetros apropriados para o projeto, se aqueles parâmetros que produzem baixas potências utilizando pequenas áreas de troca de calor ou aqueles que entregam potências maiores requerendo maiores áreas de troca.

A Figura 4.16 mostra os pontos de maior potência produzida para cada fluido de trabalho para cada temperatura da fonte geotérmica e a soma das áreas de troca de calor (no condensador e no evaporador), para a produção de potência.

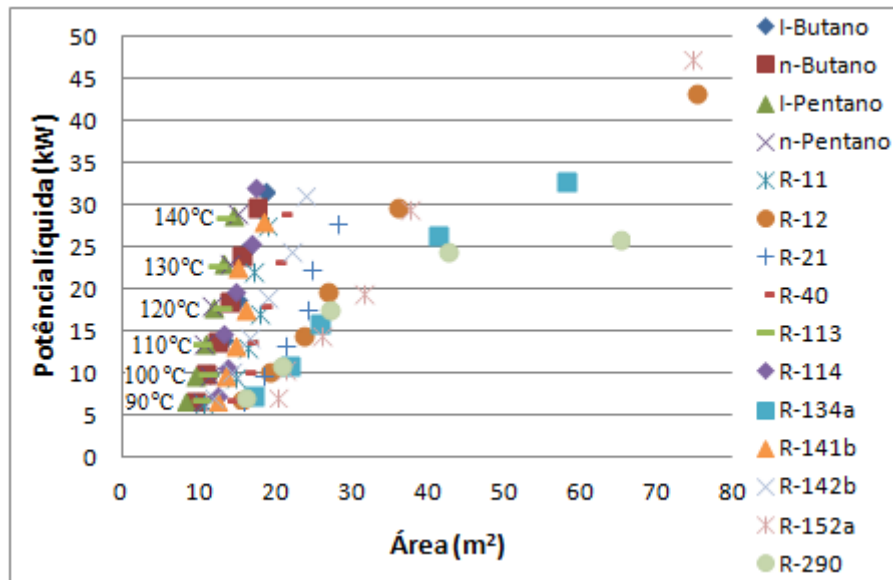


Figura 4.16- Relação entre a potência líquida e a área total dos equipamentos de troca de calor para os diferentes fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.

Cada fluido de trabalho, na Figura 4.16, está representado por um tipo de ponto e mostra-se seis vezes na figura, indicando os diferentes níveis de temperatura da fonte geotérmica desde 90 °C até 140 °C, acrescentado a cada 10 °C. Obviamente existe um incremento da área de troca de calor com o aumento da potência gerada pelo sistema térmico, que se manifesta de forma diferente para cada fluido de trabalho. O R-152a precisa de uma área de troca de calor de 75 m² para a produção de 47,4 kW de potência líquida, enquanto o I-Butano a área requerida é de 17 m² para a produção de 31,8 kW, ambos para uma fonte geotérmica de 140 °C. Desta forma, existe uma polêmica entre a potência produzida e os custos de produção, que deve ser analisado com precaução. No capítulo 6 apresenta-se uma análise econômica detalhada para determinar o fluido de trabalho para o qual o sistema térmico mostra os menores custos de produção da energia, considerando o caso de fontes geotérmicas melhoradas.

4.8 Análise Exergética do sistema ORC.

A segunda lei da termodinâmica pode ser usada para estabelecer a diferença de qualidade entre energia mecânica e térmica e indicar as direções dos processos espontâneos [103]. Para contabilizar a qualidade variável das diferentes formas de energia na análise de usinas térmicas, é necessário um padrão universal de qualidade. O padrão mais natural e conveniente é o trabalho máximo que pode ser obtido de uma determinada forma de energia utilizando os parâmetros ambientais como o estado de referência. Este padrão de qualidade de energia é chamado de exergia [103].

Uma das formas de comparação entre tecnologias e de auditoria energética é a análise exergética. A exergia pode ser interpretada como a quantidade termodinâmica de um vetor energético, isto é, a sua capacidade de realizar algo útil, ou seja, trabalho. Em outras palavras, a exergia coloca todos os vetores energéticos em uma mesma base de comparação. Assim a análise exergética leva em conta as diferentes quantidades e qualidades das diferentes formas de energia presentes em um sistema, identificando os processos cujas eficiências podem ser melhoradas de modo racional [101].

A análise exergética é uma poderosa ferramenta na análise termodinâmica de sistemas térmicos. Isto também se aplica para a avaliação do desempenho das usinas geotérmicas. As temperaturas dos fluidos geotérmicos são relativamente baixas, portanto, as eficiências de Primeira Lei das usinas geotérmicas são também inerentemente baixas. Conseqüentemente, as diferenças entre as eficiências de Primeira Lei de uma usina geotérmica de bom desempenho e uma de baixo desempenho, localizadas em lugares semelhantes, é pequena. Por esta razão se torna difícil fazer uma comparação somente com base na Primeira Lei. Isto tem maior importância em sistemas binários de geração de potência, uma vez que a sua temperatura de trabalho é mais baixa do que a dos sistemas de simples flash e duplo flash.

Todo processo irreversível causa irreversibilidades (I), as quais podem ser determinadas por meio da equação de Gouy-Stodola (Eq. 4.28).

$$\dot{I} = T_0 \left[(s_{ent} - s_{sai}) - \sum_{sis} \frac{\dot{Q}_{sis}}{T_{sis}} \right] \quad (4.28)$$

As Exergia destruída em um sistema pode ser dividida em dois grupos: internas e externas. A *destruição de exergia interna* está relacionada com as partes internas do sistema; aparecem dentro da fronteira de controle do sistema e podem ser calculadas por meio da Eq.

4.28. A destruição *de exergia externa* resulta da descarga de resíduos do processo no ambiente. Esta exergia é destruída no ambiente [102].

Toda destruição de exergia provoca uma diminuição do trabalho útil do processo ou um aumento no consumo de seus meios de produção. O potencial de melhoria de um componente do sistema é determinado pela relação entre as irreversibilidades geradas pelo mesmo e a mínima geração de irreversibilidade possível, dentro dos limites impostos pelas condicionantes físicas, tecnológicas, econômicas, entre outras.

A exergia destruída é um parâmetro a partir do qual uma planta e seus componentes podem ser comparados em uma base racional. Ao comparar a magnitude da exergia destruída para vários componentes de uma planta é possível observar quais componentes do sistema contribuem mais para a ineficiência da planta.

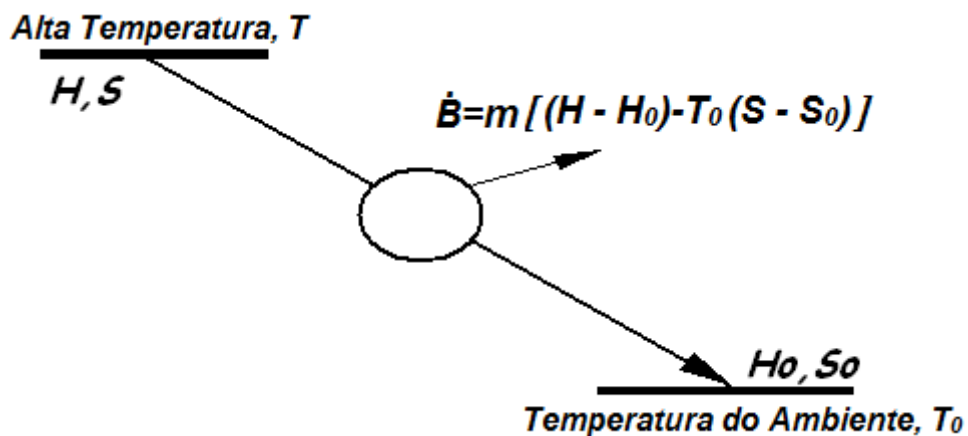


Figura 4.17- Exergia de uma substância que libera calor de uma temperatura T até a temperatura T₀ a pressão atmosférica.

Considere certa substância a uma temperatura T (ver Figura 4.17), da qual recebe calor $\delta Q = (dH)$ uma máquina térmica reversível, que por sua vez realiza uma quantidade de trabalho δW_r liberando uma quantidade de calor $\delta Q_0 = (dH_0)$ no ambiente, à temperatura ambiente T₀. A substância continua fornecendo calor à máquina térmica até que a sua temperatura seja igual à temperatura ambiente T₀.

Durante a transferência de calor δQ a temperatura da substância decresce segundo a Eq. 4.29, e a sua exergia, igual ao trabalho reversível produzido pela máquina térmica, decresce segundo a Eq. 4.30.

$$\delta Q = dH = C_p \Delta T \quad (4.29)$$

$$\delta E = \delta W_{rev} = \frac{T - T_0}{T} \delta Q > 0 \quad (4.30)$$

Segundo Rojas [103], na ausência de efeitos nucleares, de magnetismo, de eletricidade e de tensão de superfície, a exergia específica total de um fluxo de matéria pode ser dividida em quatro componentes, segundo a Eq. 4.31:

$$\dot{E}_{total} = \dot{E}_f + \dot{E}_k + \dot{E}_{pot} + \dot{E}_q \quad (4.31)$$

Segundo Kotas [103] a energia cinética e potencial de um fluxo são formas de energia ordenada, conseqüentemente são totalmente conversíveis em trabalho. Quando são avaliadas em relação aos dados do meio de referência, essas formas de energia são iguais à exergia cinética \dot{E}_k e à exergia potencial \dot{E}_{pot} , respectivamente. A energia física e a energia química são associadas a baixa qualidade de energia, ou seja, são formas desordenadas. Assim, os correspondentes componentes de exergia podem ser determinados mediante a avaliação do sistema em estudo e seu sistema de referência.

Quando se assume que a exergia cinética específica e a exergia potencial específica são iguais a zero, considerando um sistema em equilíbrio com o estado de referência e considerando uma substância pura, na qual a parcela química de exergia é desprezível por não existirem reações químicas e, portanto a sua composição química não é alterada no processo [104], o cálculo da exergia específica (e) de um fluxo pode ser obtido a partir da Eq. 4.32.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.32)$$

Em equilíbrio irrestrito, as condições de equilíbrio mecânico, térmico, químico e de fases entre o sistema e o meio ambiente são satisfeitas. Assim, em adição às pressões e temperaturas, os potenciais químicos das substâncias do sistema e do ambiente devem ser iguais. Sob estas condições de equilíbrio termodinâmico completo entre sistema e ambiente, o sistema não pode sofrer qualquer alteração de estado por meio de qualquer forma de interação com o ambiente. Isto é chamado de estado morto [103].

Neste trabalho as propriedades do estado morto (T_0 e P_0) são consideradas quando o fluido está à pressão atmosférica e temperatura ambiente (25°C).

Para um fluido que escoar com certa vazão mássica, multiplicando a exergia específica pela vazão mássica do fluido tem-se a potência máxima de saída que pode ser obtida

teoricamente para condições do ambiente fixas. Isto é chamado de potencial exergético e vem dado pela Eq. 4.33:

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (4.33)$$

Salvo num processo meramente dissipativo, a transferência de exergia pode ser agrupada em componentes que representam o produto (P) de um processo e aquelas que representam os recursos (F). Os produtos e recursos exergéticos podem tomar diferentes formas, como trabalho, exergia associada com a transferência de calor e exergia associada com a transferência de massa. Se os insumos e produtos exergéticos estão corretamente identificados em relação a um volume de controle, que abrange todas as irreversibilidades (I) e perdas (L) relacionadas ao processo em estudo, então está considerada toda a transferência de exergia. Não podem existir termos da transferência de exergia num balanço de exergia que não sejam incluídas nos produtos ou nos recursos exergéticos [100]. Assim, este critério vem dado pela Eq. 4.34.

$$\sum \Delta \dot{E}_F = \sum \Delta \dot{E}_P + \dot{I} + \dot{L} \quad (4.34)$$

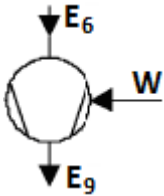
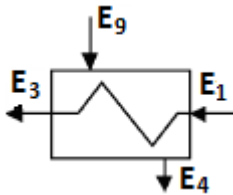
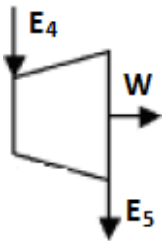
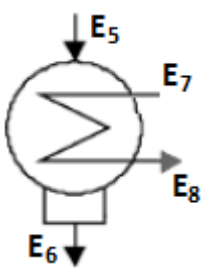
Sendo, $\sum \Delta \dot{E}_F$ a soma de todos os fluxos de exergia que representam o recurso e $\sum \Delta \dot{E}_P$ é a soma de todos os fluxos de exergia que representam o produto.

Assim, é calculada a parcela de destruição de exergia referente a cada um dos componentes do sistema com o fim de determinar onde estão concentradas as maiores ineficiências do sistema térmico. A parcela de destruição de exergia de cada componente é determinada a partir da Tabela 4.3 seguindo a numeração da Figura 4.1.

A exergia do produto gerado pela planta em geral é a potência produzida e a exergia do recurso é a exergia do fluxo de calor contido na fonte geotérmica. Para a turbina que opera em estado estacionário e adiabaticamente, se considera a exergia do produto como a potência gerada e a exergia do recurso como a variação da exergia do vapor entre a entrada e a saída da turbina. No caso do condensador, cuja finalidade é dissipar o calor ao ambiente, não existe um produto em termos de exergia.

Para os trocadores de calor, que tem a função de aumentar a exergia da corrente fria ao custo de uma redução na exergia da corrente quente, a exergia do produto é, precisamente, o aumento de exergia da corrente fria e a exergia do recurso é a redução na exergia da corrente quente. Para a bomba, a exergia do produto é o aumento da exergia do fluido entre entrada e saída da bomba e a exergia do recurso é a potência que é fornecida à mesma.

Tabela 4.3- Definição de F, P e E_d de cada componente do ORC.

COMPONENTES	RECURSO (F)	PRODUTO (P)	Exergia Destruída (E_d)
Bomba 	$F = W_b$	$P = E_9 - E_6$	$E_d = F - P$
Evaporador 	$F = E_9$	$P = E_3 - E_1$	$E_d = F - P - E_4$
Turbina 	$F = E_4 - E_5$	$P = W_t$	$E_d = F - P$
Condensador 	$F = E_5 - E_6$		$E_d = F$

A função do evaporador é aumentar a exergia do fluido de trabalho, portanto, este aumento da exergia da corrente é considerado a exergia do produto. Por outro lado, a exergia do calor do fluido geotérmico é a exergia do recurso.

Estes conceitos são utilizados para a análise exérgica e de destruição de exergia por componentes tanto para o sistema ORC tratado neste item, como para o sistema Kalina, que se tratará no item 5.

4.8.1 Temperatura média termodinâmica de adição e rejeição de calor.

Considerando um sistema ORC como o da Figura 4.1, que opera seguindo um ciclo termodinâmico, a integral cíclica do calor trocado no ciclo ($\oint \delta Q$) é igual à integral cíclica do trabalho produzido ($\oint \delta W$), segundo a Eq. 4.35.

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (4.35)$$

Sendo Q_a o calor adicionado ao ciclo e Q_r o calor rejeitado do ciclo, pode-se então obter o trabalho líquido (W), como:

$$W = Q_a - Q_r \quad (4.36)$$

Substituindo o calor adicionado ou rejeitado como a temperatura média termodinâmica no processo de adição e rejeição de calor, respectivamente, multiplicado pela variação de entropia em cada processo, é possível chegar à Eq. 4.37.

$$W = T_{4-9M}(s_4 - s_9) - T_{6-5M}(s_5 - s_6) \quad (4.37)$$

Sendo T_{4-9M} , a temperatura média termodinâmica de adição de calor desde o ponto 9 até o ponto 4 e T_{6-5M} a temperatura média termodinâmica do processo de rejeição de calor desde o ponto 5 até o ponto 6 (ver Figura 4.1). Estas temperaturas termodinâmicas médias podem ser calculadas como a variação de entalpia dividida a variação de entropia do processo em estudo, como mostra a Eq. 4.38 para o caso de adição de calor ao sistema.

$$T_{4-9M} = \frac{h_4 - h_9}{s_4 - s_9} \quad (4.38)$$

O valor da temperatura média termodinâmica depende em grande medida dos parâmetros de projeto avaliados neste trabalho, como são: o tipo de substância de trabalho, temperatura da fonte geotérmica, pressão de vaporização, nível de superaquecimento do vapor na entrada da turbina e diferencial de temperatura pinch.

A Figura 4.18 mostra a temperatura média termodinâmica de adição e rejeição de calor para um sistema ORC trabalhando com I-Butano como fluido de trabalho, um diferencial pinch de temperatura fixo em 3 °C e uma temperatura de fonte geotérmica de 140 °C.

Um aumento da pressão de vaporização, da mesma forma que um aumento do superaquecimento do vapor, aumenta a temperatura média termodinâmica de adição de calor ao ciclo, como pode ser observado na Figura 4.18.

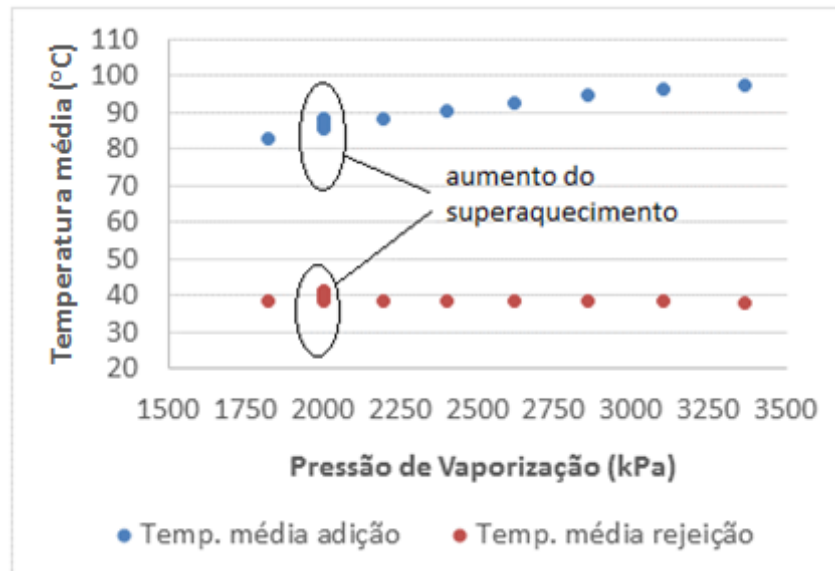


Figura 4.18- Temperatura média termodinâmica de absorção e rejeição de calor utilizando I-Butano como fluido de trabalho.

Uma variação da pressão de trabalho não tem influência sobre a temperatura média de rejeição de calor para fluidos isentrópicos e secos. No entanto, um aumento do superaquecimento aumenta a temperatura média de rejeição de calor como mostra a Figura 4.18.

Ao calcular a eficiência térmica do *ciclo*, segundo a Eq 4.39 (assumindo um processo isentrópico na bomba e na turbina), pode-se comprovar que um aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor melhora a eficiência do *ciclo*. No entanto, como foi apresentado na Figura 4.11, um aumento da pressão de vaporização quase sempre diminui a potência produzida, e portanto, diminui também a eficiência térmica do *sistema*, calculada segundo a Eq. 4.13, tendo em conta o calor disponível da fonte geotérmica.

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_{5-6M}}{T_{4-9M}} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_a} \quad (4.39)$$

A exergia do fluxo no ponto 4 (\dot{E}_4^Q) pode ser calculada segunda a Eq. 4.40. Portanto, os pontos de projeto para os quais é obtida uma maior exergia do fluxo na entrada da turbina serão também os pontos de projeto onde são obtidas as maiores potências do ciclo.

$$\dot{E}_4^Q = \left(1 - \frac{T_{5-6M}}{T_{4-9M}}\right) \dot{Q}_a \quad (4.40)$$

Na Figura 4.19 e na Figura 4.20, mostram-se para vários níveis de pressão de trabalho, superaquecimento do vapor e temperatura da fonte geotérmica, a exergia do fluxo na entrada da turbina, utilizando I-Butano como fluido de trabalho para o caso da Figura 4.19 e R-40 para o caso da Figura 4.20.

Em ambas as figuras pode-se observar que apesar de se obter uma menor eficiência térmica do ciclo, com uma diminuição da pressão de trabalho são experimentadas maiores exergias do fluxo no ponto 4 (\dot{E}_4^Q), o que acarreta uma maior potência produzida e eficiência térmica do sistema.

No caso da Figura 4.19 se evidencia como um superaquecimento do vapor na entrada da turbina diminui a exergia do fluxo devido ao uso de fluidos secos., onde o superaquecimento do vapor traz consigo uma diminuição da potência produzida. Já no caso do uso de fluidos úmidos como fluidos de trabalho (Figura 4.20), um aumento do superaquecimento aumenta levemente a exergia do fluxo, obtendo também maiores potências no sistema.

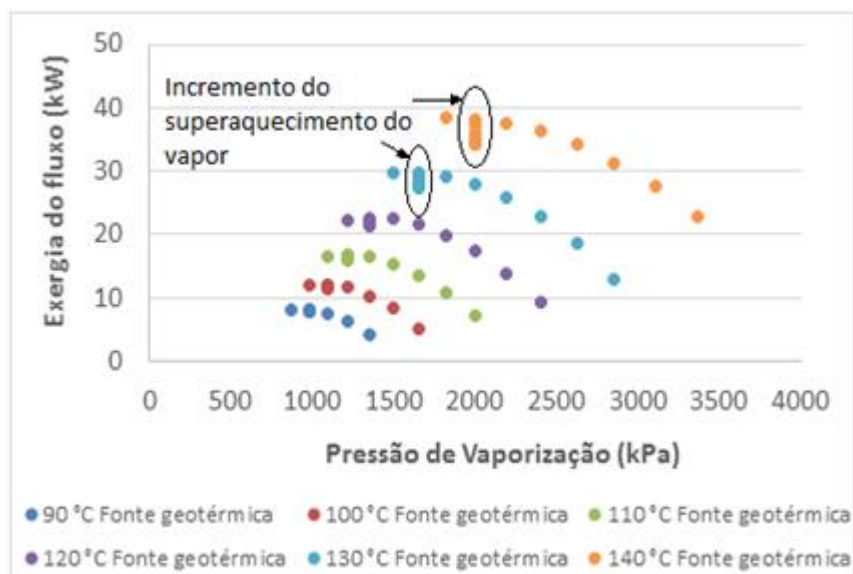


Figura 4.19- Exergia de fluxo do fluido de trabalho (I-Butano), na entrada da turbina para diferentes pontos de projeto.

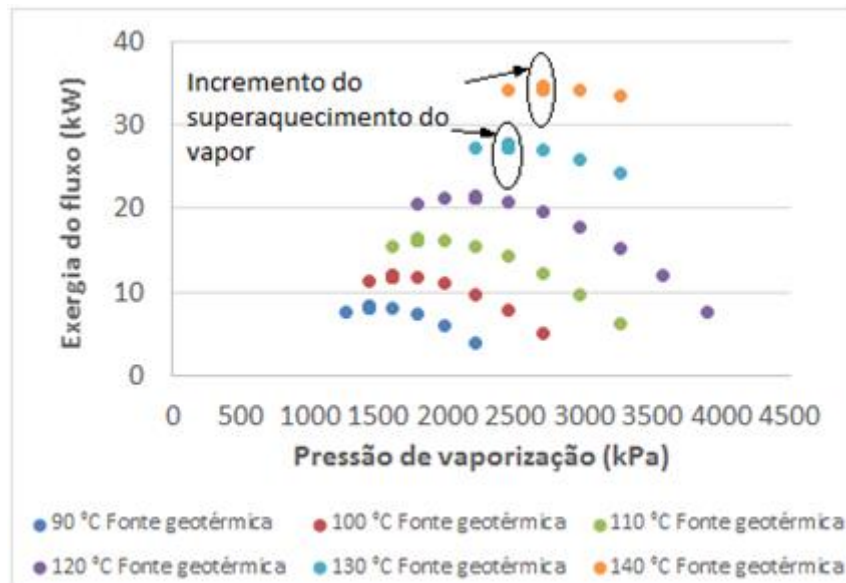


Figura 4.20- Exergia de fluxo do fluido de trabalho (R-40), na entrada da turbina para diferentes pontos de projeto.

A exergia do fluxo, que pode ser transformada completamente em trabalho, tem maior importância que a energia contida na fonte geotérmica, pois parte desta energia é dissipada no condensador. Assim pode-se dizer que a eficiência exérgica tem uma maior importância, do ponto de vista termodinâmico, que a eficiência energética, já que a primeira descreve o processo de transformação de um recurso de baixa qualidade em energia elétrica.

4.8.2 Eficiência exérgica e custo exérgico.

A eficiência exérgica é um critério de avaliação do desempenho de um sistema térmico e de seus componentes. A eficiência exérgica é útil para distinguir as formas de utilização dos recursos, ou seja, ela permite determinar quando um recurso é utilizado mais eficientemente. Também é possível utilizar a eficiência exérgica como forma de avaliar a eficácia das medidas de engenharia tomadas para melhorar o desempenho de um sistema térmico, através da comparação dos valores da eficiência antes e após as modificações terem sido realizadas. Além disso, eficiências exérgicas podem ser utilizadas para medir o potencial das melhorias no desempenho de um determinado sistema térmico, por comparação da eficiência desse sistema com a eficiência de sistemas similares.

De acordo com a Segunda lei da termodinâmica, a razão entre o produto e o recurso exérgico é menor que um, e a diferença entre eles depende do grau de irreversibilidade do processo segundo a Eq. 4.41:

$$\frac{\sum \Delta \dot{E}_P}{\sum \Delta \dot{E}_F} \leq 1 \quad (4.41)$$

Esta relação (Eq. 4.41) pode ser utilizada também como critério do grau de perfeição termodinâmica de um processo simples ou de um sistema complexo, uma vez determinadas corretamente os correspondentes insumos e produtos exergéticos do fenômeno em análise, e pode ser chamada “*eficiência exergética*” denotada por “ ε ” e representadas na Eq. 4.42 e 4.43 [100].

$$\varepsilon = \frac{\sum \Delta \dot{E}_P}{\sum \Delta \dot{E}_F} = \frac{W_{liq}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1} \quad (4.42)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{I} + \dot{L}}{\sum \Delta \dot{E}_F} \quad (4.43)$$

O custo exergético (k), apresentado na Eq. 4.44, é uma forma de mensurar a quantidade de trabalho com relação à exergia de entrada do sistema e é o inverso da eficiência apresentada na Eq. 4.42 e 4.43. Um valor elevado de k significa que obtém-se menos trabalho da exergia de entrada e um valor de k igual a 1 indica que o processo é reversível.

$$k = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1}{W_{liq}} \quad (4.44)$$

4.9 Análise dos resultados.

Algumas propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho são analisadas com o fim de determinar quais delas têm maior influência sobre o desempenho termodinâmico do sistema ORC. Entre as propriedades mais importantes dos fluidos orgânicos se encontra a inclinação da curva do vapor saturado. Para ter em consideração os diferentes tipos de fluidos de trabalho são selecionados fluidos com diferentes inclinações (úmidos, isentrópicos e secos) como se mostra no Apêndice A. Nos fluidos úmidos é preciso um leve superaquecimento para, na expansão, não caírem na zona de mistura com baixos valores de título do vapor, o que danificaria as pás

da turbina. Este superaquecimento diminui o trabalho produzido pelo ciclo (para os casos de fluidos isentrópicos e secos), pois uma porção do calor absorvido pelo sistema é usada para que o fluido de trabalho chegue até a zona de superaquecimento, diminuindo assim a vazão mássica do fluido de trabalho evaporado. Já os fluidos isentrópicos e secos, nos quais não é realizado um superaquecimento do vapor, produzem maiores potências no ciclo, considerando constante a vazão do fluido geotérmico.

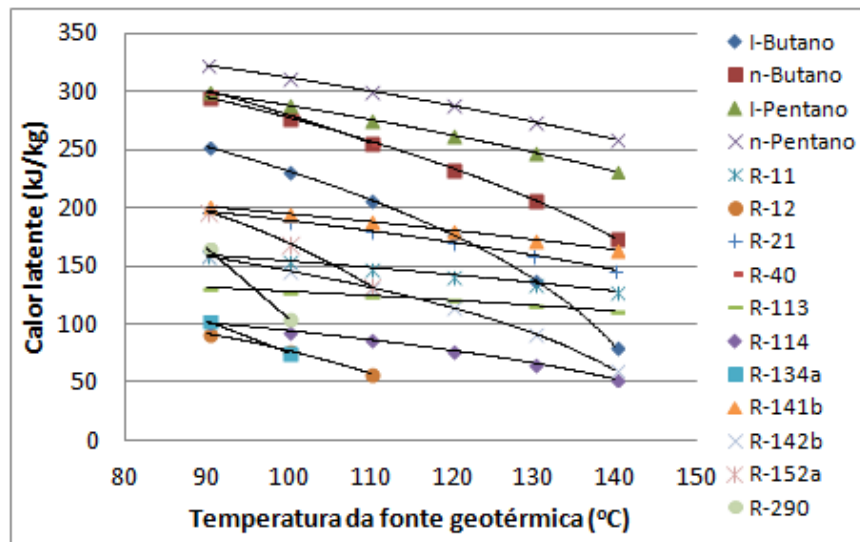


Figura 4.21- Calor latente dos diferentes fluido de trabalho versus a temperatura da fonte geotérmica.

Outra característica analisada neste trabalho é o calor latente de vaporização. Na Figura 4.21 é apresentado o calor latente de cada fluido de trabalho em função da temperatura da fonte geotérmica, com relação à temperatura de evaporação.

Ao analisar a Figura 4.21, a Figura 4.23 e a Figura 4.24 é possível ver que quanto maior o calor latente do fluido de trabalho, mais energia este precisa para a mudança de fase e, portanto, menor é a quantidade de fluido de trabalho evaporada, o que afeta a potência produzida pelo sistema. Assim, fluidos com temperaturas de evaporação próximas a seu ponto crítico precisam de pouco calor para a mudança de fase, conseguem uma troca de calor mais eficiente, maior salto entálpico na turbina e vazão de fluido de trabalho evaporada, o que é traduzido em maior potência produzida.

A explicação anterior pode ser evidenciada na Figura 4.24 que apresenta a produção de potência líquida máxima para os diferentes fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica, fluidos como R-290 (com temperatura crítica de 96,66 °C), trabalhando com fontes geotérmicas de 100 °C e 110 °C, dão como resultado, a maior potência entre os 15 fluidos de trabalho. O mesmo fenômeno acontece com o R-134a (com temperatura crítica de 101 °C), trabalhando com fontes geotérmicas entre 120 °C e 130 °C, e com o R-152a (com temperatura

crítica de 113,9 °C), trabalhando com uma fonte geotérmica de 140 °C. Portanto, é possível afirmar que, numa análise tomando uma fonte de calor fixa, fluidos de menor valor do calor latente oferecem o melhor desempenho do sistema térmico.

É importante assinalar que a Figura 4.22, a Figura 4.23 e a Figura 4.24 foram elaboradas com os parâmetros de projeto do sistema que oferecem a produção de maiores potências e eficiência do sistema térmico.

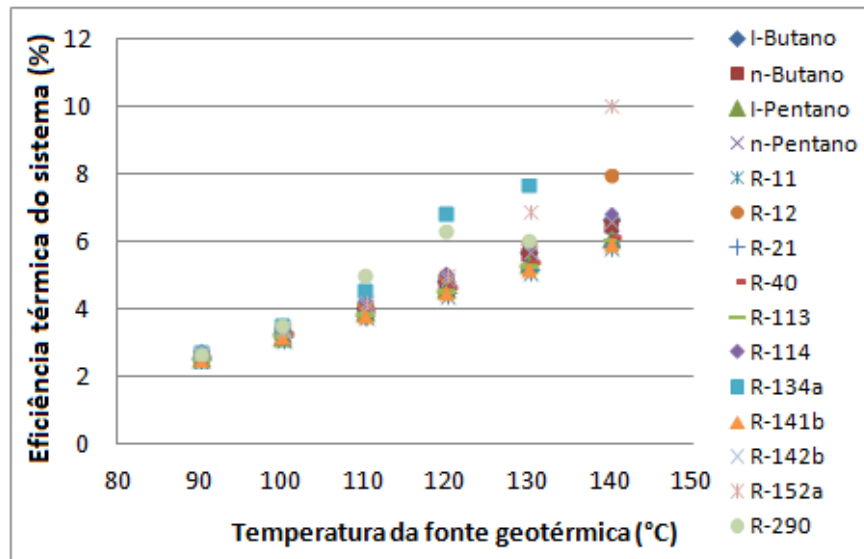


Figura 4.22- Eficiência térmica do sistema para cada fluido de trabalho utilizando diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Estes parâmetros de projeto são diferentes para cada fluido de trabalho e dependem de vários fatores como o tipo de fluido geotérmico (seco, úmido ou isentrópico), além de a temperatura crítica de cada fluido e de sua diferença com relação à temperatura da fonte geotérmica. No Apêndice C pode-se observar os parâmetros nos quais cada fluido oferece os melhores desempenhos.

A Figura 4.23 apresenta a vazão mássica de fluido de trabalho evaporada para cada fluido geotérmico e para cada temperatura da fonte de calor. Nesta figura pode-se observar que existe uma grande diferença nos valores das vazões para cada fluido de trabalho. Como a vazão está relacionada diretamente com os custos do sistema, uma variação dos pontos de projeto pode provocar uma diminuição da eficiência e potência produzida, e das áreas de troca de calor e o sistema pode melhorar os custos de produção da energia. Assim, nem sempre os pontos de projeto onde são obtidas as melhores eficiências do sistema são os pontos de melhores custos de produção de energia elétrica. Para determinar os parâmetros que proporcionam os menores custos da energia uma análise econômica detalhada é necessária para cada condição de projeto do ciclo utilizando os diferentes fluidos de trabalho.

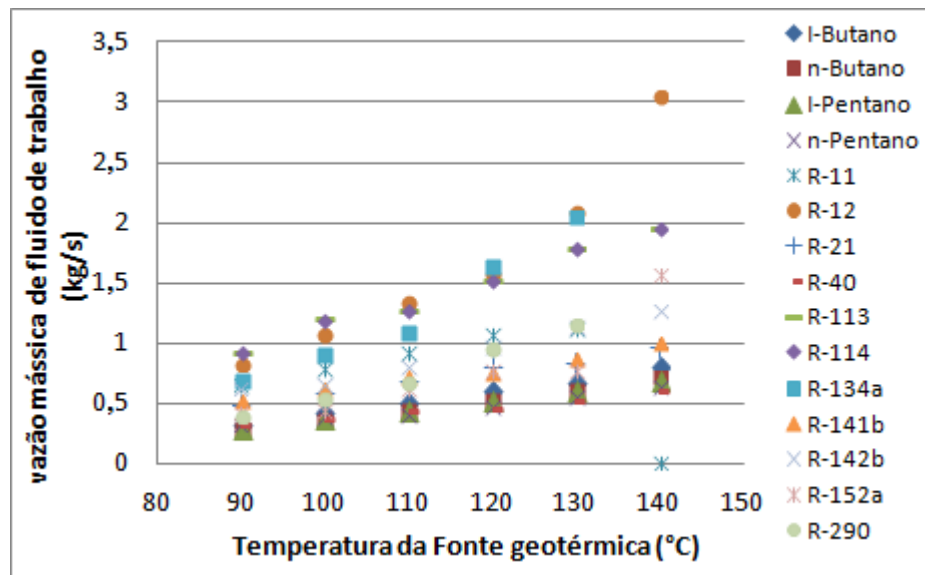


Figura 4.23- Vazão mássica de fluido de trabalho com relação à temperatura da fonte geotérmica.

A Figura 4.24 mostra a potência líquida produzida no sistema ORC para os 15 fluidos estudados. Desta figura pode ser concluído que para cada temperatura da fonte geotérmica, existe um fluido onde os melhores desempenhos do ciclo são obtidos. Uma má seleção do fluido de trabalho pode trazer uma diminuição superior a 40 % da potência produzida, como acontece para o caso de uma fonte de 140 °C. Assim, uma correta seleção dos fluidos de trabalho e dos parâmetros de projeto é um fator de grande importância na hora de construir uma usina geotérmica de baixa temperatura.

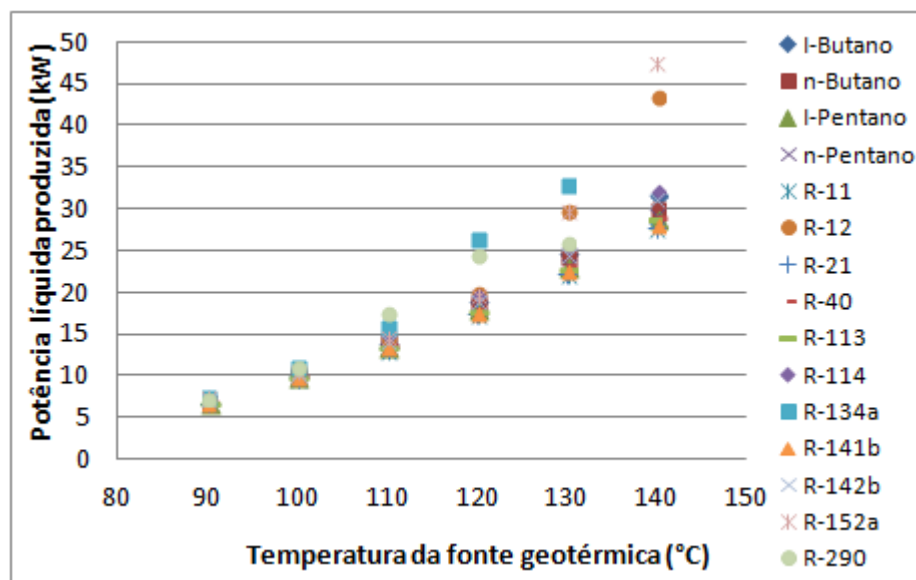


Figura 4.24- Potência mecânica produzida por cada fluido de trabalho contra a temperatura da fonte geotérmica.

A eficiência exergética permite diferenciar as perdas para o ambiente das irreversibilidades internas, além, de refletir o verdadeiro desempenho de um equipamento com

base no limite máximo imposto pela Primeira e Segunda Lei. A Figura 4.25 apresenta o grau de eficiência baseado na segunda lei da termodinâmica de cada fluido de trabalho para cada temperatura da fonte de calor, assumindo como pontos de projeto aqueles que garantem as melhores potências produzidas para cada fluido de trabalho. Nesta figura pode-se observar a grande diferença em relação à eficiência que apresentam os diferentes fluidos de trabalho, o que está mais marcada para maiores temperaturas. Por exemplo, para 140 °C da fonte geotérmica existe uma diferença de quase um 50% da eficiência com que o R-152a utiliza o recurso exergético se for comparado com o R-11.

Os valores de eficiência exergética são superiores aos da eficiência segundo o primeiro princípio da termodinâmica, pois a primeira só tem em conta a parte da energia disponível que pode ser transformada em trabalho e não a energia disponível total da fonte geotérmica. Isto ocorre porque a eficiência energética não permite diferenciar a qualidade da energia da fonte de calor, já que só tem em conta a quantidade total de calor da fonte quente e o rendimento exergético compara o trabalho líquido produzido somente com relação à energia disponível que pode ser transformada em trabalho e não com o calor total da fonte.

A eficiência a partir do segundo princípio da termodinâmica oferece uma análise mais realista da eficiência do sistema, com eficiência em torno de 30 % para temperaturas da fonte geotérmica de 140 °C, o que coloca estes ciclos ao mesmo nível de eficiência de um ciclo Rankine convencional, que utiliza combustíveis fósseis e altas pressões e temperaturas de trabalho.

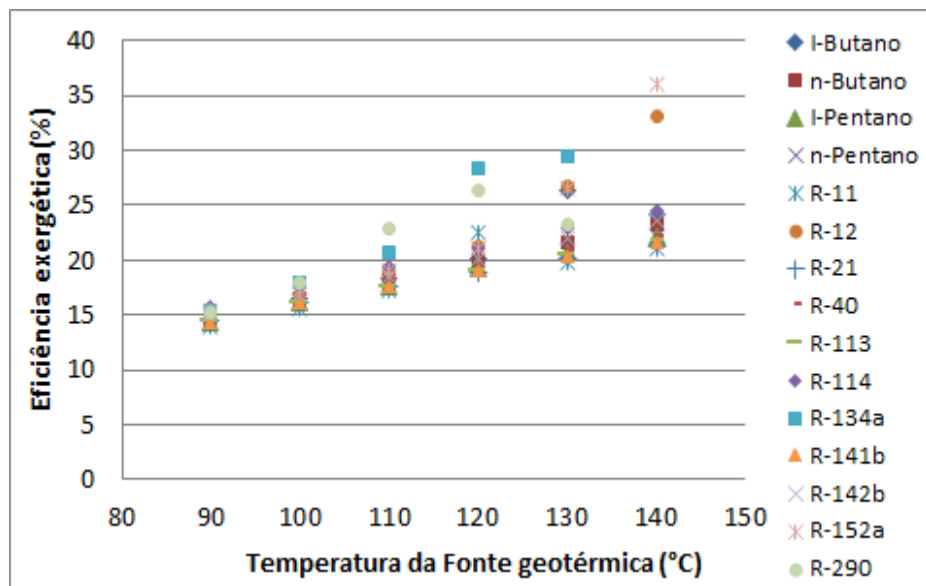


Figura 4.25- Eficiência exergética de cada fluido de trabalho variando a temperatura da fonte geotérmica.

A Figura 4.26 apresenta o custo exergético para cada fluido de trabalho utilizando os melhores pontos de projeto para cada temperatura da fonte geotérmica. Os fluidos de trabalho

onde o custo exergetico está mais próximo de 1, para cada temperatura da fonte de calor, denota que uma maior parte da exergia de entrada do sistema é convertida em trabalho útil, e para os fluidos cujos valores de k estão mais longe de 1 significa que uma maior quantidade de exergia se perde em irreversibilidades nos diferentes componentes do sistema.

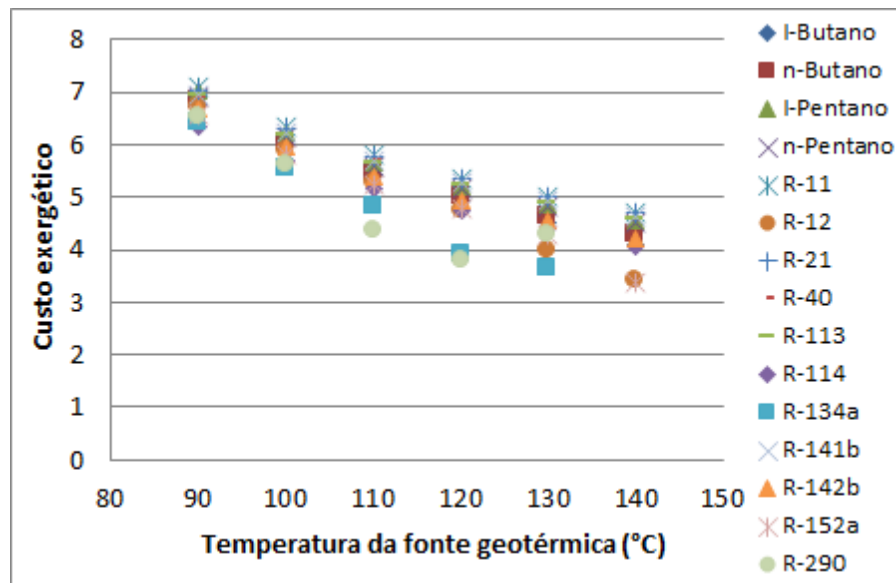


Figura 4.26- Cálculo do custo exergetico para cada fluido de trabalho.

A

Figura 4.27 mostra as irreversibilidades produzidas por cada componente do sistema com relação à temperatura da fonte geotérmica utilizando n-Butano como fluido de trabalho. Em geral, para todos os fluidos de trabalho a exergia destruída tem um comportamento similar no sistema. Apresenta-se como o maior responsável pelas irreversibilidades (aproximadamente 80% das ineficiências do sistema) o evaporador, seguido pelo condensador, a turbina e por último a bomba.

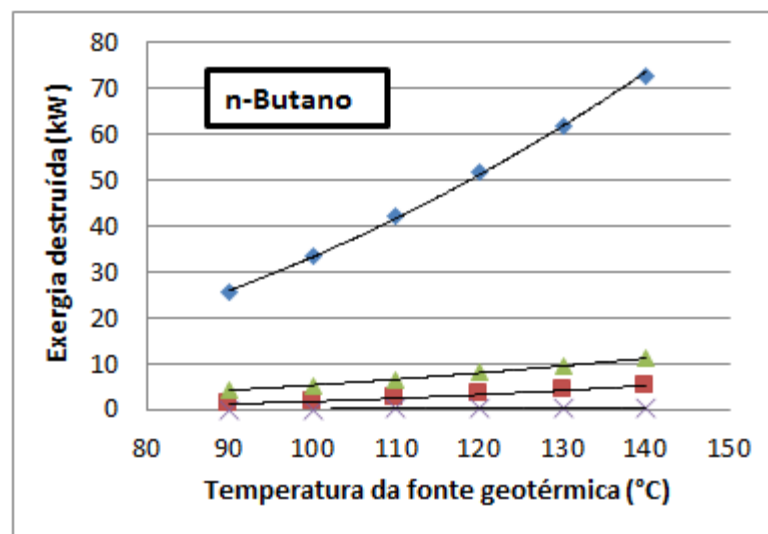


Figura 4.27- Irreversibilidades de cada componente do ciclo com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.

5. ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA PLANTA DE CICLO KALINA.

5.1 Introdução

A mistura amônia-água foi usada por bastante tempo em ciclos de refrigeração por absorção, até que em 1983 o Dr. Alexander Kalina apresentou um sistema que utiliza a mistura amônia-água como fluido de trabalho em ciclos de geração de potência [30].

O Ciclo Kalina é um sistema usado para a conversão de energia térmica em energia mecânica, utilizado geralmente em fontes de calor que possuem uma temperatura relativamente baixa em comparação com a temperatura do dissipador de calor (ou o ambiente). O ciclo utiliza um fluido de trabalho com pelo menos dois componentes (geralmente água e amônia), com concentrações variáveis dos componentes nas diferentes partes do sistema com o propósito de diminuir as irreversibilidades termodinâmicas e, portanto, promover o aumento global da eficiência termica.

A primeira planta geotérmica deste tipo foi construída em Husavik, Islândia [105]. Atualmente, o Ciclo Kalina tem um grande interesse em diferentes aplicações, como: na recuperação de calor em fontes de baixa entalpia e fontes geotérmicas. De fato, existem várias configurações do ciclo Kalina, dependendo, essencialmente, das características da fonte de calor.

Segundo Zhang [106] o sistema KCS 34, similar ao utilizado em Husavik, é o mais adequado para temperaturas da fonte geotérmica de até 140 °C. Se a fonte de calor tem temperaturas entre 120 °C e 140 °C não é possível evaporar toda a amônia e a água presente na mistura, razão pela qual este tipo de sistema possui um separador antes da turbina, assegurando assim que só o vapor entre na turbina.

Para maiores temperaturas da fonte de calor (entre 200 °C e 400 °C), típicas, por exemplo, dos gases de escape do arrefecimento do clínquer na indústria do cimento, o sistema Kalina poderia ser usado para gerar energia elétrica sem consumo de combustível adicional, e assim reduzir o custo da energia elétrica. O sistema adequado para este caso seria o Kalina KCS 1-2. A principal diferença do sistema KCS 1-2 em relação ao KCS 34 é que ao trabalhar com temperaturas mais elevadas, não é necessária a inclusão do separador antes da turbina, pois toda a mistura pode ser evaporada [106,107].

Ganesh [108] estudou um sistema Kalina a partir de uma fonte solar com temperatura entre 250 °C e 600 °C com o objetivo de desenvolver as condições ótimas de operação para atingir a máxima potência e eficiência do ciclo. Para isto o autor utilizou como ponto de projeto um Diferencial de Temperatura Terminal de 10 °C e um Diferencial de Temperatura Pinch de 5 °C no evaporador entre outros parâmetros. A eficiência térmica obtida do ciclo é de 23,5% e a eficiência da planta solar de 7,5%.

Olsson [109] estudou um ciclo combinado para cogeração com uma turbina a gás como ciclo superior e o Kalina como ciclo inferior. Nesse trabalho é mostrado que é possível gerar mais potência e calor que com um Ciclo Rankine de vapor. Bombarda [54] compara o desempenho termodinâmico dos ciclos Kalina e ORC usando hexametildisiloxano como fluido de trabalho, para a recuperação de calor nos motores Diesel, com uma potência elétrica de 8900 kWe. Neste caso foram obtidas potências semelhantes para os dois ciclos termodinâmicos, requerendo, no caso do Kalina, pressões de trabalho muito altas e um sistema muito mais complexo em comparação com o ORC.

Thorin [55] apresentou um estudo das diferentes aplicações para ciclos de potência utilizando a mistura amônia-água como fluido de trabalho, apresentando as vantagens da utilização destes ciclos sobre o Ciclo Rankine convencional na Suécia.

Vários estudos têm sido publicados sobre as propriedades termodinâmicas da mistura amônia-água [105, 106]. Os estudos para a utilização do Ciclo Kalina na geração elétrica a partir de fontes geotérmicas com baixas temperaturas recomendam diferentes composições da mistura amônia-água, sendo a mais comum 70% de amônia e 30% de água em massa [107, 108].

Autores como Nasruddin [50] e Ogriseck [53] determinaram os valores ótimos na composição da mistura entre 78% e 85,5% de amônia para diferentes condições de trabalho. Arslan [45] determinou as condições ótimas de operação para o Ciclo Kalina (KCS-34), com base numa análise exérgica e de conceitos de custos de ciclo de vida, para diferentes concentrações de amônia na mistura, entre 60%-90%. Neste caso os melhores desempenhos do ciclo foram alcançados com concentrações de 80% de amônia. Segundo Arslan [45], 90% de

amônia em massa na composição da mistura é o maior valor que pode ser considerado, pois com valores superiores a este a eficiência diminui bruscamente, pois a planta vai se aproximando do Ciclo Rankine Orgânico.

No mundo há instaladas poucas plantas que utilizam o Ciclo Kalina para a produção de potência elétrica, como é mostrado na Tabela 5.1. Esta tecnologia, ainda em desenvolvimento, representa uma pequena parcela da produção de energia elétrica no mercado mundial, porém devido as suas provadas vantagens seu uso no mercado deve ser cada vez maior.

Tabela 5.1- Plantas existentes que utilizam o Ciclo Kalina para a produção de eletricidade.

Localização da Planta	País	Fonte de Calor	Produção de eletricidade (MWe)	Início
Canoga Park	USA	515 °C, gases de escape de uma turbina a gás.	3-6	1991-1997
Fukuoka	Japão	Gases de escape de uma planta de incineração	5	1999
Sumitomo	Japão	98 °C, água de resíduo da produção.	3,1	1999
Husavik	Islândia	124 °C da fonte geotérmica	2	2000
Unterhaching	Alemanha	Fonte geotermal	3,4	2007

Fonte: Adaptado de [114].

5.2 Mistura amônia-água.

A amônia e a água formam uma mistura não azeotrópica portanto a composição varia com a variação da temperatura durante o processo de ebulição para todas as composições possíveis da mistura. As características da mistura amônia-água diferem das da água pura ou das da amônia pura. As principais diferenças são listadas a seguir:

1. As propriedades físicas da mistura podem ser alteradas, alterando-se a concentração de amônia.
2. A mistura tem propriedades termofísicas que permitem aumentar ou diminuir a temperatura do fluido sem alterar o seu conteúdo energético.
3. Outra importante característica é o ponto de congelamento do fluido. A água congela a temperaturas relativamente altas (0 °C), a amônia a temperaturas mais baixas (-78 °C). Soluções de amônia e água têm temperaturas de congelamento baixas, que dependem da concentração da amônia na mistura.

Por causa dos pontos acima numerados, as soluções de amônia-água são apropriadas para serem usadas em aplicações de Ciclo Kalina para fontes geotérmicas de baixas temperaturas para sistemas de geração de potência elétrica. As mesmas apresentam um melhor desempenho termodinâmico dos trocadores de calor através da redução das irreversibilidades associados com a transferência de calor.

5.2.1 Diagrama de fases.

A amônia tem uma baixa temperatura de ebulição e condensação comparada com a água. Portanto, a amônia numa mistura amônia-água é o componente mais volátil da solução. Isto significa que, quando a temperatura da mistura aumenta, a amônia irá ebulir antes. De forma inversa, quando a mistura é resfriada, a água irá condensar primeiro.

Esta característica única é mostrada na Figura 5.1 e é explicada num processo de vaporização. Este diagrama apresenta a temperatura em função da concentração de amônia na mistura, a 550 kPa, no diagrama de fases [49].

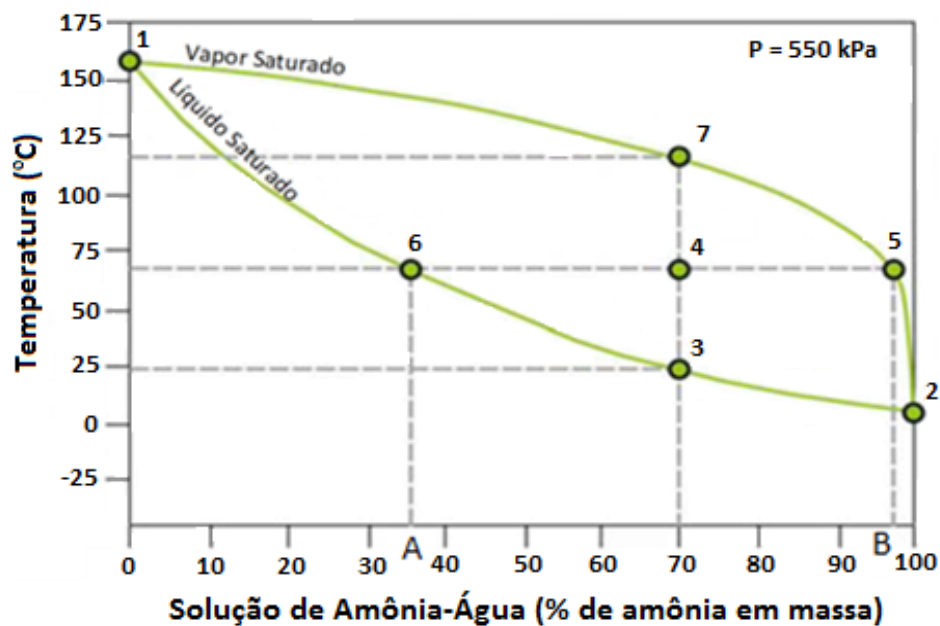


Figura 5.1- Diagrama de fases da mistura amônia-água a 550 kPa.

Nota-se a região entre as duas curvas destacadas. A curva inferior é a de líquido saturado, onde ocorre o início da ebulição, quando a mistura é aquecida ou quando a condensação completa acontece. Já a curva superior indica a linha de vapor saturado, ou o ponto onde ocorre a vaporização completa da mistura, ou então o início da condensação.

Neste exemplo (Figura 5.1), quando começa o processo vaporização da mistura na temperatura do ponto de ebulição, dado pelo ponto 3, a composição da mistura é 70% de amônia

e 30% de água em massa. Ao começar a mudança de fase, a temperatura aumenta e o ponto 4 é atingido, nele as concentrações do líquido restante e do vapor formado são dadas pelos pontos 6 e 5, respectivamente. Eventualmente, o ponto 7 é atingido, onde a mistura é um vapor saturado na temperatura do ponto de orvalho e a concentração do vapor é a mesma que a concentração do líquido ao início do processo de evaporação. As porcentagens de vapor e de líquido saturados podem ser definidas pela regra da alavanca, assim a fração (f_r) de vapor a 70 °C seria dada segundo a Eq 5.1:

$$f_{r_{vapor}} = \frac{f_{r_4} - f_{r_6}}{f_{r_5} - f_{r_6}} = \frac{0,7 - A}{B - A} \quad (5.1)$$

A fração de vapor constituída por amônia pode ser vista diretamente na Figura 5.1 e tem o valor de B. Consequentemente, a fração de vapor de água, será $1 - B$. Relativamente à fase líquida, a interpretação é similar e mostra-se no sistema seguinte:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{r_{líquido}} = \frac{f_{r_5} - f_{r_4}}{f_{r_5} - f_{r_6}} = \frac{B - 0,7}{B - A} \quad \text{ou} \quad f_{r_{líquido}} = 1 - f_{r_{vapor}} \\ \\ f_{r_{líquido}}^{NH_3} = A \\ \\ f_{r_{líquido}}^{H_2O} = 1 - A \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Na Tabela 5.2 são mostrados alguns dos parâmetros termodinâmicos da amônia e da água, como são: a temperatura crítica, pressão crítica, temperatura de ebulição e massa molar de cada substância.

Tabela 5.2- Parâmetros termodinâmicos da amônia e a água.

Fluido de trabalho	T _C (°C)	P _c (kPa)	T _b (°C)	M (g/mol)	ω	k ₁	Tipo
NH ₃	133,7	11.289,52	-249,85	17	0,2526	0,00100	Úmido
H ₂ O	374,2	22.089,75	373,15	18	0,3449	-0,06635	Úmido

Fonte: Tomado de [115]

Apresenta-se também na Tabela 5.2, o tipo de substância segundo a sua curva de vapor saturado, o fator acêntrico e o parâmetro k₁ para o cálculo das propriedades termodinâmicas segundo as equações de estado PRSV [74].

5.2.2 Riscos do uso da amônia.

Um dos problemas mais frequentes com a amônia são os vazamentos em grande quantidade do produto. Nesse sentido foram feitos estudos abrangentes sobre as consequências das emissões. A 100-200 m do local de um vazamento da ordem de 2-4 kg/s poderá ser percebido seu odor pungente característico, que causará ansiedade, mas é totalmente inofensivo. A Tabela 5.3 se refere a pessoas totalmente desprotegidas.

Tabela 5.3- Efeitos físicos causados pela amônia em seres humanos.

Concentração de amônia no ar (ppm)	Efeitos sobre seres humanos desprotegidos	Tempo de exposição permitido sem danos
5	Em temperaturas abaixo de 0 °C, pessoas sensíveis poderiam sentir o cheiro.	Ilimitado.
20	O cheiro é percebido pela maioria das pessoas.	Ilimitado.
50	O cheiro é característico e as pessoas não habituadas reagem.	O permitido por norma na maioria dos países são 8 horas por dia.
100	Não causa efeitos perigosos em pessoas saudáveis mas pode causar ansiedade.	Não permanecer mais que o necessário.
300	Pessoas habituadas ao uso da amônia não suportam e pessoas não habituadas podem entrar em pânico.	Não permanecer.
400-700	Irritação imediata nos olhos, nariz e órgãos respiratórios. Pessoas acostumadas não podem permanecer.	Não causa sérios problemas no período de uma hora.
1700	Tosses, câimbras e sérias irritações no nariz olhos e órgãos respiratórios.	Exposição de 30 min. pode causar lesões sérias.
2000-5000	Tosses, câimbras e sérias irritações no nariz, olhos e órgãos respiratórios.	Pode provocar a morte em 30min ou menos.
7000	Paralisia e asfixia.	Letal em poucos minutos.

Fonte: Adaptado de [116]

Até uma concentração de 300 ppm a amônia resulta inofensiva para a vida humana, isso possibilita tomar as medidas necessárias para evitar a ocorrência de um acidente. A amônia, por seu cheiro, começa a ser perceptível pelo homem a partir de 20 – 50 ppm. Isso representa uma grande vantagem já que essa pequena e perceptível concentração possibilita o alerta de perigo em tempo, permitindo a saída das pessoas da área afetada. A presença de amônia também pode ser detectada pelo aparecimento de uma nuvem branca em espaços confinados [116].

5.3 Análise do ciclo termodinâmico.

Semelhante ao sistema ORC, no ciclo Kalina (Figura 5.2) um fluido de trabalho circula dentro do sistema fechado sem entrar em contato com o fluido geotérmico. Porém, neste caso uma mistura de amônia e água serve como fluido de trabalho.

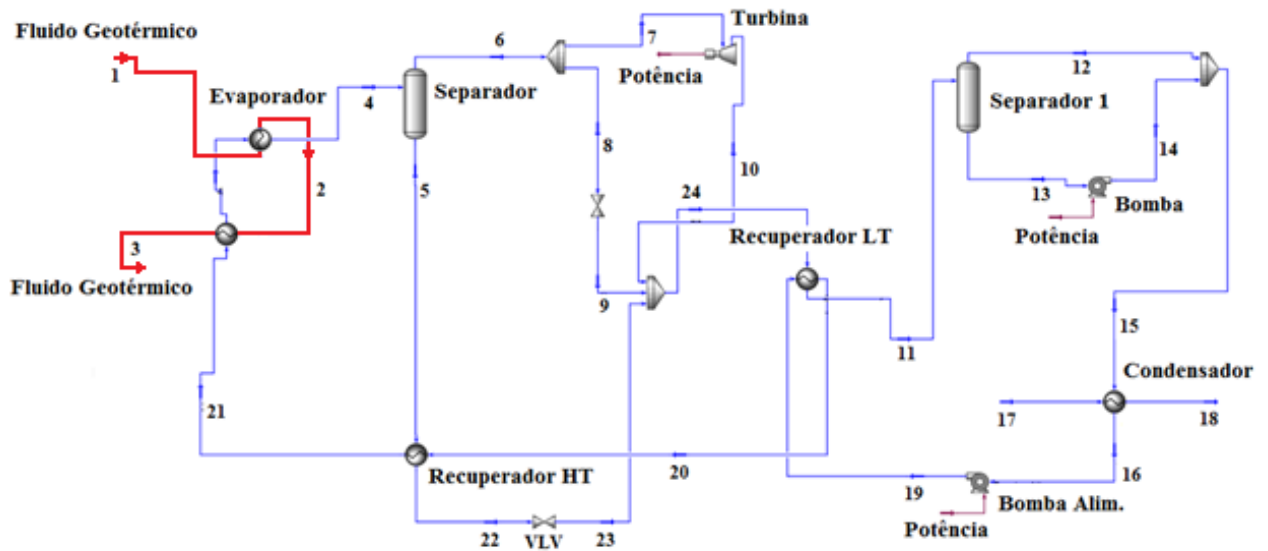


Figura 5.2- Representação esquemática do Ciclo Kalina para fontes geotérmicas.

O fluido de trabalho, composto por uma mistura de dois componentes (ponto 21), é pré-aquecido e evaporado pelo fluido geotérmico no interior de um trocador de calor que age como um evaporador. As características da mistura amônia-água permitem uma transição suave até a temperatura de evaporação, aqui é produzido um vapor rico em amônia (ponto 4) e um fluido pobre em amônia na fase líquida (ponto 5). O vapor é transportado para uma turbina (ponto 7) e expandido para produzir trabalho (ponto 10), seguidamente, o vapor expandido e o fluido pobre em amônia são novamente misturados e encaminhados para o recuperador de calor de baixa temperatura (ponto 24). A mistura é então enviada ao condensador (ponto 11 é igual ao ponto 15) onde o fluido de trabalho passa para fase líquida (ponto 16). Com a ajuda de uma bomba, o líquido é então levado para a pressão de evaporação (ponto 19). Para melhorar a eficiência energética um recuperador de alta temperatura é instalado antes do fluido entrar no evaporador e assim fechar o ciclo. A representação esquemática do processo descrito pode ser observada na Figura 5.2.

A análise termodinâmica do sistema térmico foi realizada utilizando o software comercial *Aspen-HYSYS* v. 7.0. Para o cálculo das propriedades termodinâmicas das diferentes

concentrações da mistura amônia-água utilizadas como fluido de trabalho, foram usadas as equações cúbicas de estado de Peng-Robinson Stryjek-Vera (PRSV) [74].

O desempenho do Ciclo Kalina é avaliado para fontes geotérmicas de baixa temperatura (entre 90 °C e 140 °C) considerando três diferentes concentrações (65%, 75% e 84%) de amônia em massa da mistura amônia-água.

As considerações levadas em conta para a análise termodinâmica do Ciclo Kalina são listadas a seguir:

- Utilizou-se como base de cálculo para a análise uma vazão mássica da fonte geotérmica de 1 kg/s.
- Temperatura ambiente de 25 °C.
- São consideradas variações do Diferencial de Temperatura Pinch entre 3 °C e 6 °C.
- A temperatura de condensação, menor temperatura do ciclo, é fixada em 37 °C.
- No caso da expansão até a zona de mistura, são aceitos títulos maiores do que 85%.
- Cada componente é considerado em estado estacionário, as mudanças de energia cinética e potencial são desprezadas e as perdas de calor e fricção são desprezadas.
- A eficiência isentrópica da moto-bomba e do turbo-gerador são de 80% e 85%, respectivamente.

Para cada componente individual do sistema térmico, aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica para determinar o trabalho realizado ou consumido, o calor adicionado ou rejeitado em cada componente e pelo sistema em geral, assim como as eficiências térmicas do sistema utilizando as equações 4.7, 4.8 e 4.13.

As equações do balanço de energia para cada componente do sistema Kalina, segundo o esquema térmico da Figura 5.2, são apresentadas nas Eq. 5.3 - 5.9.

Turbina:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_6(h_7 - h_{10}) \quad (5.3)$$

Bomba:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_4(h_{19} - h_{16}) \quad (5.4)$$

Evaporador e Destilação:

$$\dot{m}_1(h_1 - h_3) = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_{21} \quad (5.5)$$

Condensador:

$$\dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17}) = \dot{m}_4(h_{15} - h_{16}) \quad (5.6)$$

Recuperador HT

$$\dot{m}_5(h_5 - h_{22}) = \dot{m}_4(h_{21} - h_{20}) \quad (5.7)$$

Recuperador LT

$$\dot{m}_4(h_{24} - h_{11}) = \dot{m}_4(h_{20} - h_{19}) \quad (5.8)$$

5.4 Análise do Evaporador.

Como já foi discutido no capítulo anterior, um bom projeto do evaporador para fontes de baixa temperatura é de vital importância na análise de qualquer sistema térmico. Portanto, para o caso do sistema Kalina este componente deve ser tomado em conta de maneira especial.

A evaporação no sistema Kalina cumpre duas funções: uma de evaporação e outra de destilação, que acontecem simultaneamente, o que faz o processo ser diferente do evaporador usado num sistema ORC. Ao ser este processo diferente para os dois sistemas termodinâmicos, parâmetros diferentes devem ser avaliados. Assim, são relacionados três parâmetros de essencial importância para o projeto do evaporador no sistema Kalina. Os parâmetros do evaporador avaliados neste trabalho são: Diferencial de Temperatura Terminal (TTD), Pressão de Vaporização (PV) e Diferencial de Temperatura Pinch (ΔT_{pp}). Estes parâmetros são considerados para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica, que são avaliadas entre 90 °C e 140 °C e para três diferentes concentrações de amônia em massa na mistura entre 65 % e 84 %.

A análise utilizada para considerar as diferentes combinações entre estes parâmetros é uma análise do tipo fatorial ou combinatória, similar à explicada na secção 4.5. Os resultados das diferentes combinações dos parâmetros avaliados e a sua influência sobre a potência produzida são apresentados no Apêndice D.

5.4.1 Diferencial de Temperatura Terminal.

O Diferencial de Temperatura Terminal (TTD) para o sistema Kalina, como explicado na secção 4.5.2 a partir da Figura 4.9 para um sistema ORC, é a diferença entre a temperatura da fonte geotérmica e a temperatura de entrada do fluido de trabalho na turbina.

A medida que aumenta o TTD, para uma pressão determinada, um vapor rico em amônia com menores temperaturas e maiores concentrações de amônia é obtido na saída do evaporador, o que permite o trabalho com maiores vazões mássicas no sistema. A Figura 5.3 apresenta um exemplo do que acontece no sistema Kalina com as concentrações do fluido rico em amônia ao se aumentar o TTD para uma composição do fluido de trabalho de 84% de amônia e 16% de água em massa.

A Figura 5.3 mostra o aumento da concentração de amônia no fluido rico em amônia com o aumento do TTD para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica. Este fenômeno resulta do fato de que com um aumento do TTD um vapor de menor qualidade é evaporado para uma temperatura da fonte geotérmica determinada, o que permite evaporar uma maior concentração de amônia na mistura.

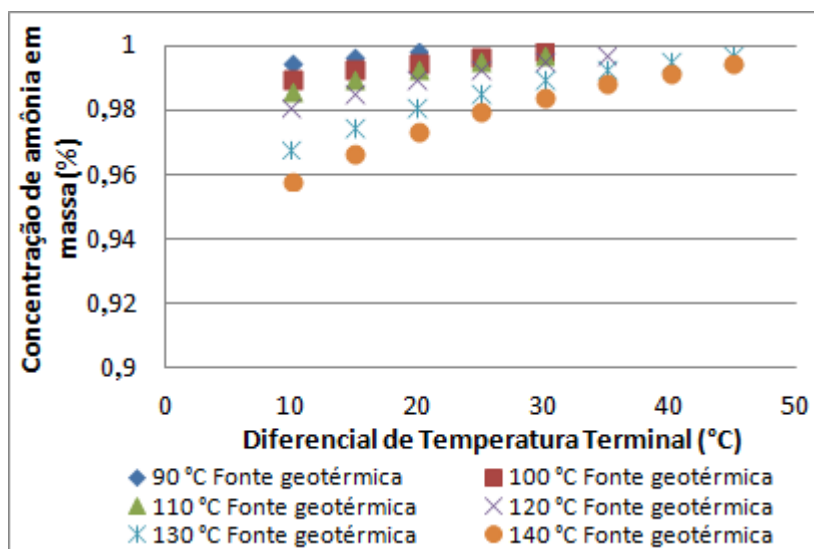


Figura 5.3-Mudança da concentração do fluido rico em amônia com o aumento do TTD.

Com o aumento do TTD e a diminuição da qualidade do vapor na entrada da turbina o sistema evapora maiores vazões de fluido de trabalho, como se apresenta na Figura 5.4, onde se mostra o aumento da vazão mássica do fluido rico em amônia com o TTD para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica. É importante mencionar que um aumento do TTD não só aumenta a vazão de fluido rico em amônia, mas também aumenta a vazão de fluido pobre em amônia que não passa pela turbina para produzir trabalho e provoca o aumento das dimensões dos componentes do sistema e o aumento do consumo de potência da bomba. Assim, uma

análise da influência deste parâmetro sobre a eficiência térmica e potência produzida pelo sistema é necessário.

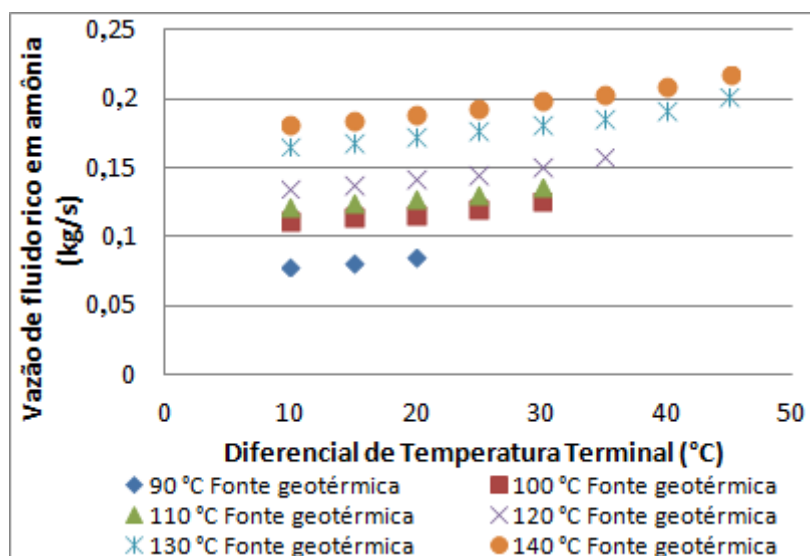


Figura 5.4- Variação da vazão mássica de vapor rico em amônia com o aumento do TTD.

No Apêndice D pode-se observar tanto a vazão de fluido rico em amônia como a vazão de trabalho total do ciclo para a produção de potência elétrica para os diferentes pontos de projeto que se consideram nesta tese.

5.4.2 Pressão de Vaporização.

Ao compreender como acontece a mudança de fase numa mistura amônia-água, explicada na secção 5.3, pode-se deduzir que o processo de destilação no sistema Kalina pode acontecer, para uma mistura amônia-água determinada, a diferentes pressões para uma mesma temperatura de evaporação. Obtendo assim diferentes vazões mássicas de fluido de trabalho e diferentes concentrações, tanto da mistura rica em amônia como da mistura pobre em amônia, segundo a pressão de vaporização.

A seleção da pressão de vaporização tem uma importância fundamental no desempenho do sistema Kalina. Se forem utilizadas pressões superiores à ótima, o vapor na saída do evaporador vai ter uma maior qualidade com maiores concentrações de amônia na mistura, a qual afeta negativamente a vazão mássica de fluido de trabalho evaporado, provocando uma diminuição da produção de potência do ciclo. Igual resultado pode ser obtido se for considerada uma pressão inferior à ótima, ao ser exigido um vapor de amônia de menor qualidade, é possível evaporar maiores vazões de fluido de trabalho, mas as quedas de entalpia na turbina são menores. Devido a este fenômeno, é necessário determinar a pressão de evaporação ótima para

uma dada vazão e temperatura da fonte geotérmica, com vista a obter os melhores desempenhos do sistema térmico.

A partir do fato descrito anteriormente, foi necessário a determinação da pressão de trabalho com o objetivo de obter o melhor desempenho do sistema Kalina. Para isto foram avaliadas diferentes pressões de operação e diferentes TTD para cada temperatura da fonte geotérmica e fluido de trabalho.

A Figura 5.5 ilustra, para cada pressão de vaporização e TTD considerada, a potência produzida utilizando como fluido de trabalho uma mistura com 84% de amônia e 16% de água em massa. Cada grupo de curvas representa uma temperatura da fonte geotérmica diferente, desde 90 °C até 140 °C, aumentando a cada 10 °C. No gráfico pode-se observar que para cada temperatura da fonte geotérmica existe uma pressão na qual a maior potência é produzida pelo sistema. Na figura é possível identificar também que a variação do TTD tem uma fraca influência sobre a potência produzida.

Esta pressão ótima de trabalho varia também com a concentração de amônia na mistura, como é mostrado no Apêndice D.

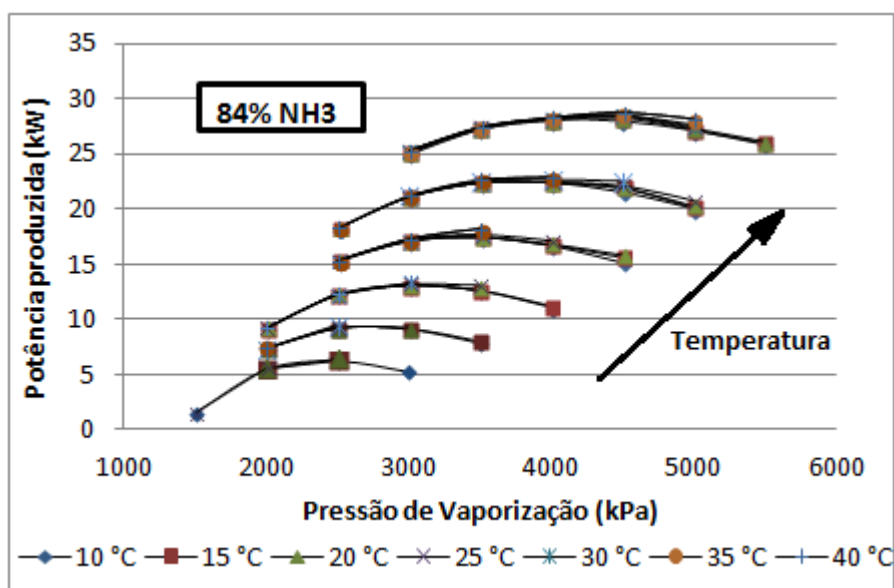


Figura 5.5- Variação da pressão de vaporização para diferentes TTD e temperatura da fonte geotérmica utilizando 84% de NH₃ na mistura amônia-água.

A pressão de condensação é um fator importante na determinação do desempenho do sistema, e está limitada pela temperatura de condensação do ciclo (37 °C). Para esta temperatura de condensação há diferentes pressões de condensação em função das concentrações da amônia utilizada na mistura. Assim, para uma mistura de 65% de amônia e 35% de água é utilizada uma pressão de condensação de 800 kPa, para 75% de amônia e 25% de água na mistura a

pressão de condensação utilizada é de 1000 kPa e 1200 kPa para uma mistura de 84% de amônia e 16% de água.

5.4.3 Diferencial de Temperatura Pinch.

Diferentes autores concordam em que as eficiências obtidas, para uma dada fonte de calor, utilizando o Ciclo Kalina são superiores em comparação às obtidas com o ORC [36, 60, 104]. Esta diferença é determinada, principalmente, pelo fato da mistura amônia-água apresentar temperaturas variáveis no processo de evaporação e condensação. Isto permite que, ao ser comparado com ciclos que trabalham com um fluido de trabalho puro, sejam obtidas menores valores de irreversibilidades nos trocadores de calor e maiores potências de saída no ciclo.

No sistema Kalina, na mesma forma que um ORC, uma diminuição do Diferencial de Temperatura Pinch (ΔT_{pp}), tem uma influência positiva na produção de potência no ciclo. O efeito do ΔT_{pp} para a produção de potência no caso do sistema Kalina é menor que para um sistema ORC devido à diferença que existe na transição de líquido saturado a vapor saturado entre um ciclo e outro. Esta mudança de fase pode ser observada na Figura 5.6, que apresenta, em um diagrama de Temperatura - Calor, a diferença entre o processo de vaporização para um sistema que utiliza um fluido puro (como o caso do ORC), e um sistema que utiliza uma mistura não azeotrópica.

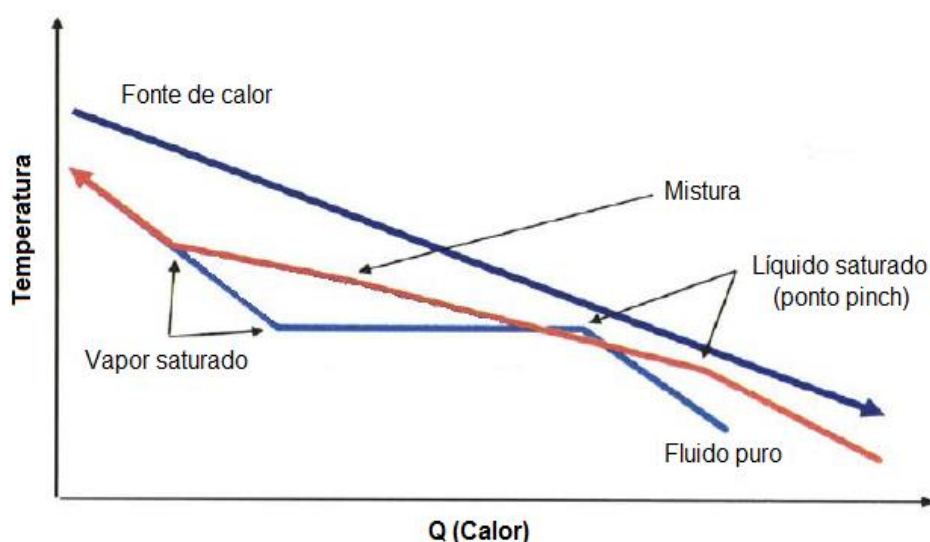


Figura 5.6- Diagrama de transferência de calor do processo de vaporização de um fluido puro e uma mistura não azeotrópica de fluidos.

A opção de utilizar uma mistura não azeotrópica como fluido de trabalho diminui as perdas de energia na troca de calor, uma vez que o fluido de trabalho não evapora a uma

temperatura constante. Assim, o perfil de temperatura do fluido de trabalho e o perfil de temperatura da fonte quente são mais próximos, quando comparados com o caso do se trabalhar com um fluido puro (ver Figura 5.6).

Com o objetivo de avaliar este parâmetro no desempenho do sistema térmico, uma vez determinada a pressão de evaporação do sistema para cada composição da mistura de trabalho e cada temperatura da fonte geotérmica, o ΔT_{pp} é variado desde 3 °C até 6 °C a cada 1 °C, para diferentes TTD. Esta análise é mostrada na Figura 5.7 para um fluido de trabalho com 84% de amônia na mistura. Esta análise realizada para as demais concentrações de amônia-água que se estudam neste trabalho pode ser observada no Apêndice D.

Na Figura 5.7 pode-se observar a leve melhoria que proporciona a diminuição do ΔT_{pp} sobre a potência líquida produzida pelo sistema para cada temperatura da fonte geotérmica e como um aumento do TTD afeta negativamente a produção de potência líquida do sistema térmico.

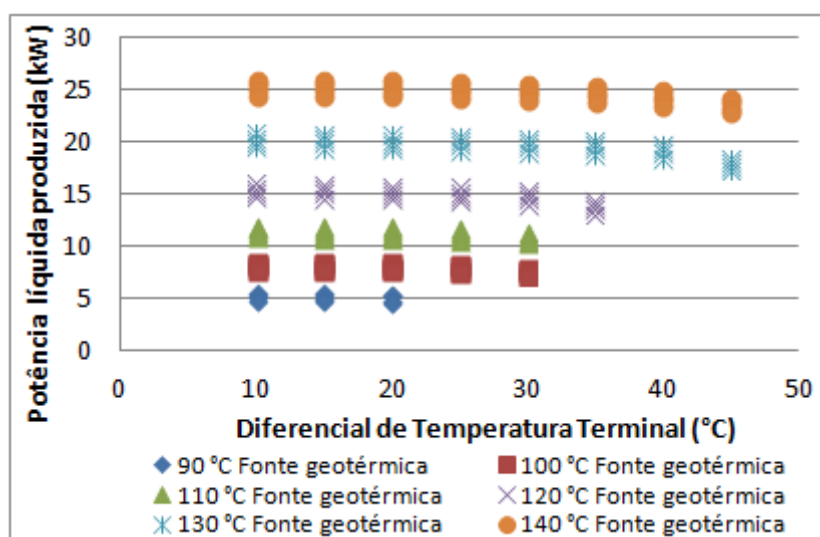


Figura 5.7- Influência do ΔT_{pp} sobre a potência líquida produzida para diferentes TTD e temperaturas da fonte geotérmica.

5.5 Análise da turbina

Na análise da turbina para o sistema Kalina não se pretende fazer uma abordagem aerodinâmica da mesma, se não apenas avaliar a influência da utilização de diferentes composições da mistura amônia-água, sobre o dimensionamento do equipamento, similar à análise realizada na seção 4.3 para a turbina do sistema ORC.

Com esta análise pode-se comparar a diferença em quanto a dimensionamento com o uso das diferentes concentrações de amônia-água e com os diferentes fluidos orgânicos,

utilizados no capítulo anterior, e cujos resultados são apresentados na Figura 4.13 para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Neste sentido e com o fim de determinar o Fator de Dimensionamento (SF) para a turbina do sistema Kalina é utilizada a Eq. 4.21. A Figura 5.8 apresenta o valor do SF para o sistema Kalina utilizando as diferentes concentrações da mistura amônia-água estudadas para diferentes temperaturas da fonte geotérmica. Observa-se para as diferentes concentrações da mistura um valor de SF muito semelhante para cada temperatura da fonte geotérmica. Pode-se identificar, no entanto, que os menores valores de SF correspondem às turbinas dos sistemas que trabalham com as maiores concentrações de amônia.

Os valores de SF para o sistema Kalina são muito elevados ao serem comparados com o sistema ORC devido essencialmente às altas pressões de trabalho no sistema Kalina e às grandes quedas de pressão na turbina.

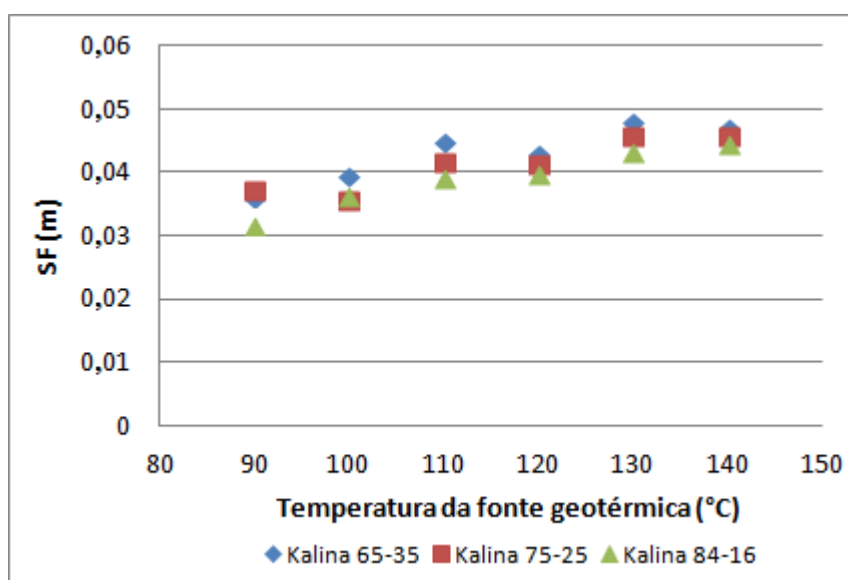


Figura 5.8- Fator de Dimensionamento da turbina para cada mistura de fluidos de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.

5.6 Cálculos das áreas dos trocadores de Calor do sistema Kalina

O cálculo do dimensionamento dos equipamentos de troca de calor para o sistema Kalina é baseado nas áreas de troca de calor. Estas áreas são calculadas a partir de metodologia da Diferença Média Logarítmica da Temperatura (LTDM) similar à utilizada no capítulo anterior para um sistema ORC.

A partir da Eq. 4.22 e 4.23 e seguindo as considerações assumidas no item 4.7, são calculadas as áreas de cada equipamento de troca de calor do sistema térmico. No caso do ciclo Kalina a quantidade de trocadores de calor é maior devido ao esquema térmico do sistema. Além do evaporador e condensador, o sistema possui um recuperador de alta temperatura e outro recuperador de baixa temperatura. Os valores de \bar{U} requeridos são tomados da Tabela 5.4.

Tabela 5.4- Valores aproximados de \bar{U} para diferentes processos da mistura amônia-água.

Fluidos	Coefficiente global de transferência de calor, \bar{U}
	$W/m^2 K$
Amônia-água (recuperador)-amônia-água	1000
Amônia-água (condensação)-água	1100
Amônia-água (evaporação)-água	900

Fonte: Tomado de [43, 98].

Seguindo a metodologia da LTDM são calculadas as áreas dos trocadores de calor para as diferentes concentrações da mistura amônia-água. A Figura 5.9 apresenta, para um fluido de trabalho com uma composição de 84% de amônia e 16% de água em massa, e diferentes temperaturas da fonte de calor, a geração de potência líquida e a área total dos equipamentos de troca de calor.

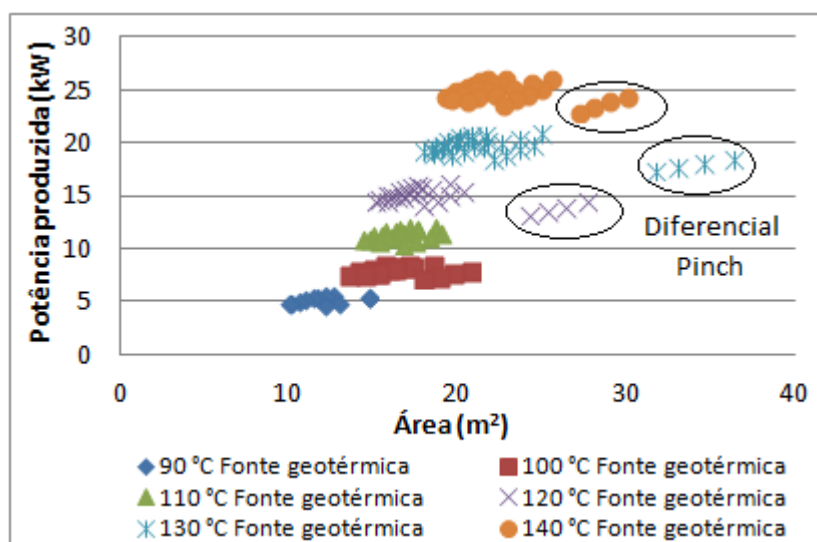


Figura 5.9- Área de troca de calor para a produção de potência no sistema Kalina.

Na Figura 5.9 são considerados os diferentes pontos de projeto, como são: TTD, pressão de vaporização e ΔT_{pp} . A partir da figura pode se observar como estes parâmetros de projeto afetam a potência produzida e as áreas de troca de calor. Com o aumento da temperatura da fonte geotérmica, aumenta-se a produção de potência no ciclo e com esta o tamanho dos componentes do sistema. Nesta figura uma vez mais se observa a importância da análise de cada parâmetro de operação do sistema, pois uma má seleção destes parâmetros poderia trazer

como consequência a produção de menos potência com maiores custos de produção, por causa do aumento das áreas de troca de calor.

5.7 Análise exergética do Ciclo Kalina.

A análise do sistema Kalina baseada na Segunda Lei da Termodinâmica é efetuada a partir da Eq. 4.31, neste caso tendo em conta o componente físico e químico da exergia.

A exergia química representa uma parcela do total da exergia disponível, determinada a temperatura e pressão atmosférica e deve ser tida em conta não só em processos químicos, mas também em todos os processos que ocorrem mudanças das composições das substâncias participantes. Neste caso a exergia química resulta da variação da composição química da solução original nas diferentes partes do sistema, tendo em conta que o sistema Kalina possui processos de destilação e absorção no esquema térmico.

Se os valores de exergia química parcial, (\bar{e}_{q_i}) são conhecidos, a exergia química de uma solução pode ser calculada pela Eq. 5.9 [118].

$$E_q = \sum_i n_i \bar{e}_{q_i} \quad (5.9)$$

A exergia química parcial pode ser expressa em termos de atividade (a_i) do componente i da solução:

$$\bar{e}_{q_i} = e_{q_i} + RT_0 \ln a_i \quad (5.10)$$

Combinando a equação (5.9) e (5.10) tem-se:

$$E_q = \sum_i n_i e_{q_i} + RT_0 \sum_i n_i \ln a_i \quad (5.11)$$

A formação da solução é sempre um processo irreversível e, por tanto, o segundo termo da Eq. 5.11 tem um valor negativo. Isto expressa as perdas de exergia química devido ao processo de formação da solução.

Para soluções consideradas ideais, a atividade (a_i) é igual à fração molar (y_i) para o caso de soluções gasosas e (x_i) para o caso de soluções líquidas ou sólidas,

Para soluções gasosas:

$$a_i = y_i \quad (5.12)$$

Líquidos ideais ou soluções sólidas:

$$a_i = x_i \quad (5.13)$$

Para soluções aquosas a exergia química padrão (e_q^0) da espécie dissolvida pode ser introduzida na Eq. 5.11. Se as soluções contêm só uma espécie dissolvida, a exergia química padrão da solução pode ser expressa segundo a Eq. 5.14.

$$E_q^0 = n_i(e_{q_i}^0 + RT_0 \ln a_i) + n_{H_2O}(e_{q_{H_2O}}^0 + RT_0 \ln x_{H_2O}) \quad (5.14)$$

Sendo x a fração molar do componente amônia na mistura, enquanto e_{q,NH_3}^0 e e_{q,H_2O}^0 representam a exergia química padrão da amônia e da água, respectivamente. Os valores são tomados de Szargut [102].

O cálculo da exergia destruída de cada componente individual do sistema Kalina são estimados a partir das Eq. 4.34 e a Tabela 4.3. Para o cálculo eficiência exergética as equações utilizadas são a Eq. 4.42 e a Eq. 4.43. O custo exergético para as diferentes concentrações de amônia e água na mistura no sistema Kalina é também calculado a partir da Eq. 4.44.

Desta forma, no Apêndice B pode-se observar um exemplo das propriedades termodinâmicas de cada corrente segundo o esquema térmico do sistema Kalina da Figura 5.2 atuando com uma fonte geotérmica de 140 °C, Diferencial de Temperatura Pinch de 3 °C, DTT de 10 °C, concentração de 84% de amônia e 16% de água na mistura. A partir destas propriedades são apresentadas também a potência produzida e a eficiência térmica e exergética do sistema.

5.8 Análise dos resultados.

O processo de Evaporação e destilação no sistema Kalina para baixas temperaturas experimenta uma melhoria de eficiência na troca de calor devido ao uso de uma mistura não

azeotrópica, o que implica uma melhora na eficiência e potência produzida no sistema ao ser comparado com o ORC utilizando os mesmos pontos de projeto, como: TTD de 10 °C e Diferencial do Ponto Pinch de 3 °C.

Ao variar estes parâmetros, especificamente o TTD, se experimenta para o caso do sistema ORC um ganho na potência produzida no sistema, devido ao aumento da vazão mássica evaporada. No entanto, para o caso do sistema Kalina, embora a potência experimente também um aumento, este é muito pequeno com relação ao consumo da bomba, o que resulta em uma potência líquida menor.

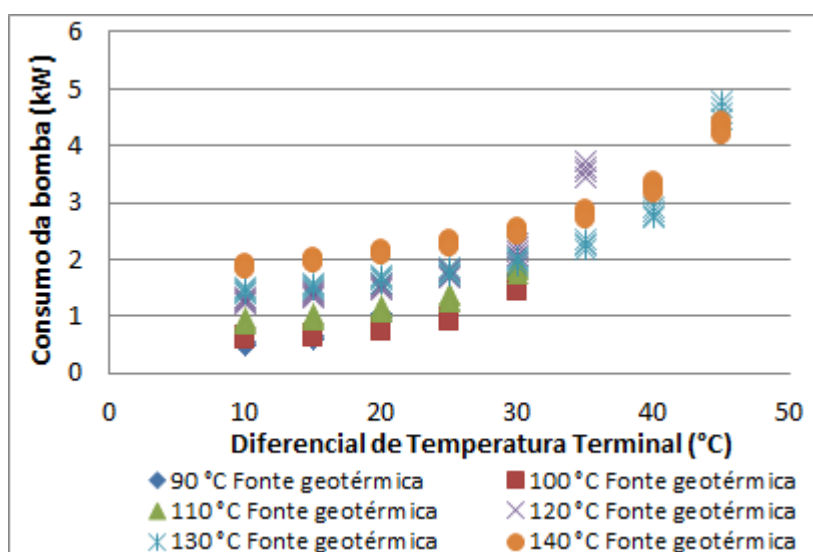


Figura 5.10- Consumo da bomba com relação à TTD para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

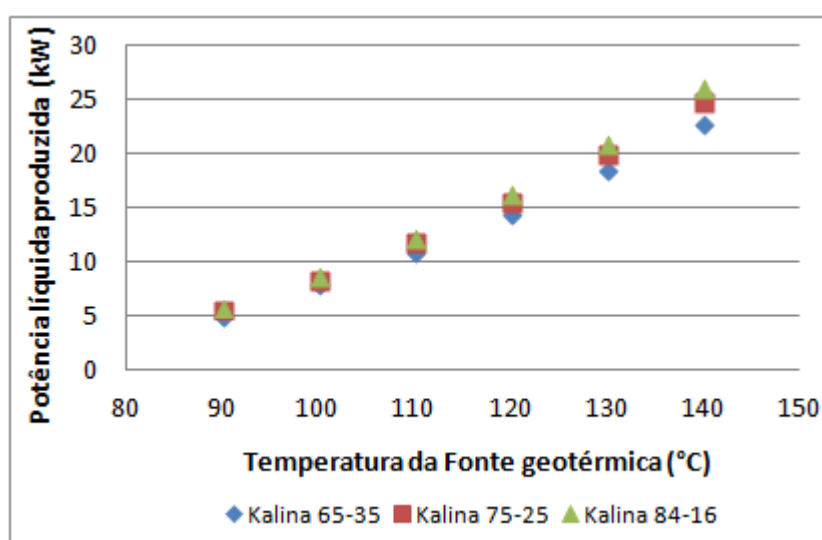


Figura 5.11- Potência líquida produzida para as diferentes concentrações da amônia e a água na mistura.

A Figura 5.10 apresenta o crescimento exponencial que experimenta a potência requerida pela bomba com relação à TTD para diferentes temperaturas da fonte geotérmica trabalhando com uma mistura de 84% de amônia e 16% de água.

A Figura 5.11 mostra o acréscimo da potência líquida produzida com a temperatura da fonte geotérmica para as diferentes concentrações de amônia-água na mistura. Nesta figura pode-se observar uma pequena diferença na produção de potência ao trabalhar com as diferentes concentrações de amônia-água para uma temperatura determinada. A maior potência alcançada é de 26,1 kW, trabalhando com 84% de amônia e 16% de água na mistura.

Outra diferença da resultante da utilização das diferentes concentrações de amônia-água está na vazão mássica do fluido de trabalho para produzir potência. A Figura 5.12 apresenta a vazão mássica do fluido de trabalho para as diferentes concentrações da mistura do fluido de trabalho e para cada temperatura da fonte geotérmica. Esta diferença da vazão de fluido de trabalho impacta diretamente nas áreas de troca de calor e no custo total da planta, Assim, como é mostrado na Figura 5.11 e a Figura 5.12, a utilização do fluido de trabalho onde a concentração de amônia na mistura é superior, da como resultado as maiores potências produzidas pelo sistema e os menores custos da planta.

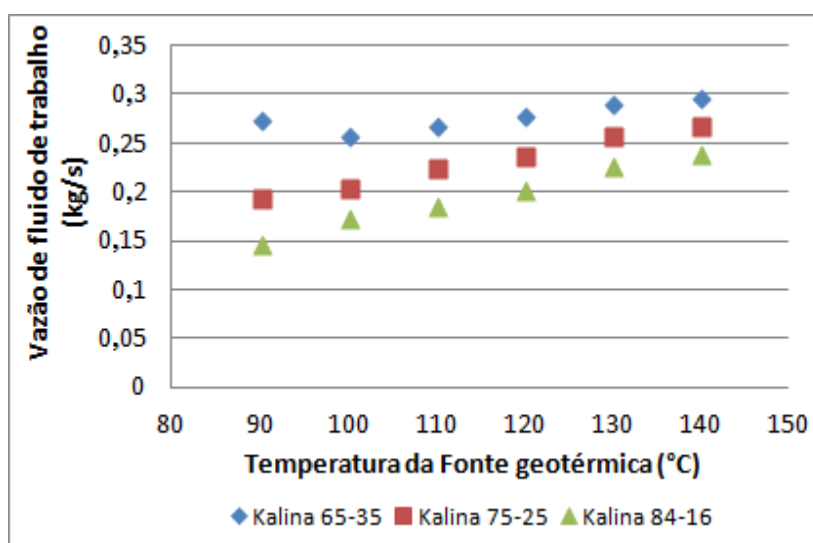


Figura 5.12- Vazão mássica de fluido de trabalho para as diferentes concentrações de amônia-água na mistura.

A eficiência térmica do sistema, mostrada na Figura 5.13, apresenta leve superioridade no sistema Kalina utilizando uma mistura com 84% de amônia sobre as outras concentrações utilizadas na mistura para cada temperatura da fonte geotérmica. Atingindo a eficiência máxima, para o caso de 140 °C da fonte geotérmica, 5,1%.

Comparando o sistema Kalina com o ORC, se evidencia a superioridade do ORC, onde

a eficiência varia entre 6% e 10% para os diferentes fluidos de trabalho utilizando uma fonte geotérmica com temperatura de 140 °C.

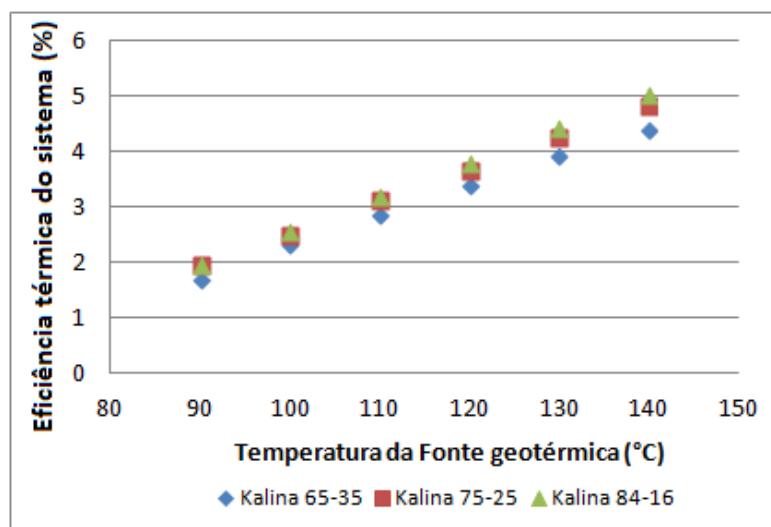


Figura 5.13- Eficiência térmica utilizando diferentes concentrações da mistura amônia-água para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

A Figura 5.14 apresenta o aumento da eficiência exergética para cada composição da mistura amônia-água e temperatura da fonte geotérmica, assumindo como parâmetros de projeto aqueles que garantem as melhores potências produzidas para cada fluido de trabalho. Nesta figura pode-se observar que existe uma pequena diferença, relacionada à eficiência, que apresenta o sistema para as diferentes concentrações de amônia-água utilizadas na mistura, existindo uma leve superioridade com a utilização da maior concentração de amônia na mistura, obtendo assim uma eficiência exergética máxima de 32,4% para 140 °C da fonte geotérmica.

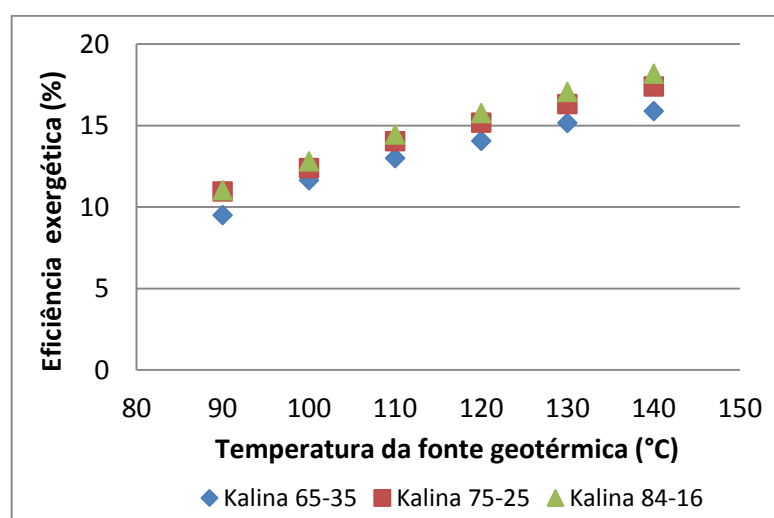


Figura 5.14- Eficiência exergética utilizando diferentes concentrações da mistura amônia-água para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Na Figura 5.15 apresenta-se o custo exerético para cada concentração de amônia-água na mistura utilizando os melhores parâmetros de projeto para cada temperatura da fonte geotérmica. A figura mostra que as irreversibilidades do sistema aumentam com o aumento da concentração de amônia na mistura.

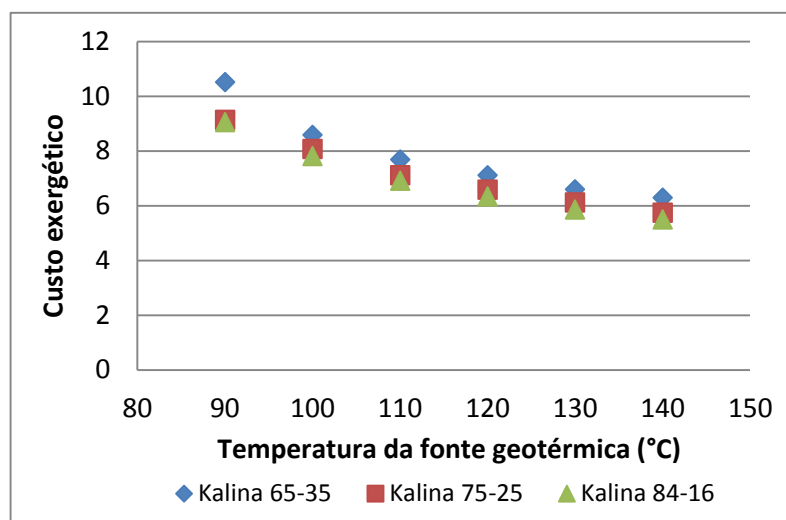


Figura 5.15- Cálculo do custo exerético para cada mistura amônia-água.

A exergia destruída por cada componente do sistema térmico são calculadas e apresentadas na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, Figura 5.17 e Figura 5.18 para as diferentes concentrações da mistura. O componente responsável pelas maiores ineficiências no sistema, aproximadamente 80% do total da exergia destruída, é o evaporador, seguido pelo condensador, turbina, recuperador HT e recuperador LT. Como pode ser observado, os níveis de destruição de exergia totais para cada temperatura da fonte geotérmica são muito parecidos para os diferentes fluidos de trabalho.

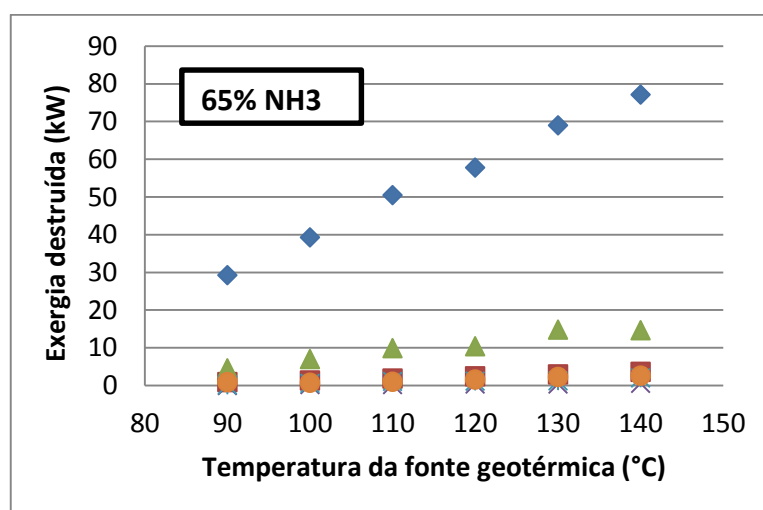


Figura 5.16- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 65% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.

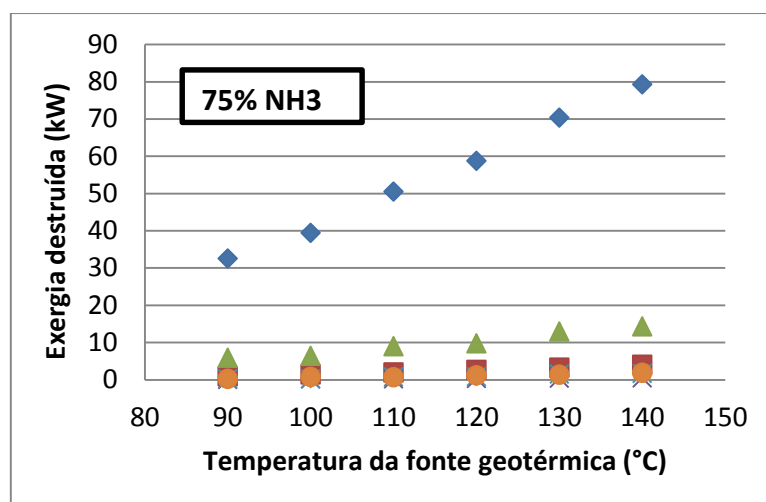


Figura 5.17- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 75% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.

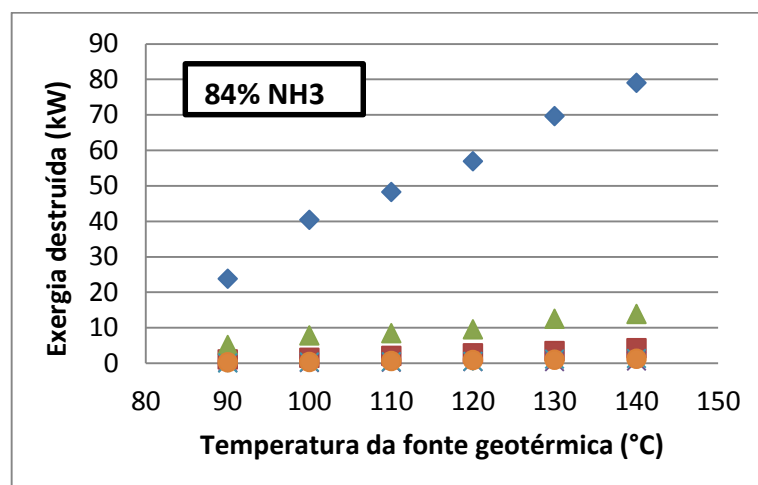


Figura 5.18- Exergia destruída por cada componente do ciclo para as diferentes utilizando 84% de amônia na mistura com o aumento da temperatura da fonte geotérmica.

6. ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA EGS NO BRASIL.

6.1 Introdução.

Nos capítulos 4 e 5 foram avaliadas as tecnologias ORC e Kalina para a produção de potência elétrica e foram determinados os benefícios do uso destes sistemas para fontes geotérmicas de baixas temperaturas, assim como foi realizada uma comparação entre diferentes fluidos de trabalho ou misturas de amônia-água com a finalidade de obter os melhores desempenhos dos sistemas térmicos. Neste capítulo são avaliados os custos da implementação destes sistemas binários para um Sistema Geotérmico Melhorado (EGS) e são comparados os custos do kWh para as duas tecnologias de geração, utilizando os conceitos de Custo Nivelado da Energia (LCOE), considerando os diferentes fluidos de trabalho, pontos de projeto e temperatura da fonte geotérmica.

6.2 Estimativa de custos dos principais componentes do sistema térmico.

Uma avaliação térmica dos sistemas de geração de potência não oferece um bom critério de comparação se for efetuada isoladamente. Uma análise dos custos específicos dos sistemas de geração utilizando os diferentes pontos de projeto e fluidos de trabalhos oferecem à análise comparativa uma conclusão mais acertada sobre a seleção da tecnologia de geração que oferece os melhores desempenhos desde o ponto de vista térmico e econômico. Embora um sistema possa gerar elevadas potências, as dimensões dos componentes desse sistema associada a essa geração podem ser grandes, resultando em custos específicos de geração de eletricidade elevados.

Para esta análise, considera-se um Sistema Geotérmico Melhorado (EGS), com um gradiente de temperatura de 40 °C/km, como pode ser encontrado nos estados de São Paulo [37], da Bahia, Ceará e Rio Grande do Norte [7]. Para esse gradiente geotérmico são determinadas as profundidades do poço para obter temperaturas na superfície de 90 °C, 100 °C, 110 °C, 120 °C, 130 °C e 140 °C. A partir destes dados são determinados os custos dos principais

componentes do sistema, como são: turbina, bomba, evaporador, condensador e recuperadores de calor para os sistemas Kalina e ORC.

A temperatura do fluido geotérmico influencia o dimensionamento da turbina, trocadores de calor e sistemas de resfriamento, o que reflete significativamente nos custos da planta binária. No entanto, o custo da unidade geradora (excluindo os poços) pode ser estimado na ordem de 1.900 US\$/kW (1993 US\$) [16].

A determinação dos custos dos componentes do sistema pode ser feita essencialmente por duas vias, a primeira e a mais precisa é obter a cotação dos custos de cada equipamento diretamente do vendedor. A segunda abordagem consiste no uso de valores de custos de ordens de compras anteriores e cotações de profissionais experientes em estimativa de custos. A segunda opção foi adotada para a estimativa de custos deste trabalho, devido à pouca informação existente no mundo sobre custos destes tipos de plantas [46].

Para a estimativa dos custos dos trocadores de calor, foi tomado como base de cálculo um custo base de um trocador de calor, $C_0 = 588 \text{ US\$}$ por cada metro quadrado de área do trocador de calor [46]. Esse valor de C_0 é atualizado com base num fator de inflação de 1,17 para o ano 2014 [119]. Desta forma, o valor dos custos dos trocadores de calor pode ser calculado pela Eq. 6.3.

$$C_{eq} = 1,17C_0(\text{Área}_{do_equipamento})^n \quad (6.3)$$

Onde o expoente n para este caso é igual a 0,8 [46]. Assim os valores dos custos dos trocadores de calor para o sistema ORC, utilizando os diferentes fluidos orgânicos, e para o Ciclo Kalina, utilizando diferentes concentrações de amônia-água, são determinados.

A Figura 6.1 apresenta os custos dos trocadores de calor do sistema ORC utilizando como fluido de trabalho o n-Butano. Nesta análise tem-se em conta a variação dos parâmetros do evaporador com a finalidade de determinar a sua influência sobre os custos dos componentes de troca de calor do sistema. Na figura, pode-se observar que existe uma ampla faixa de custos para cada temperatura da fonte geotérmica e também como a produção máxima de potência não coincide com o valor máximo de custos dos trocadores de calor. Essencialmente estes valores de potência e custos dependem dos parâmetros de projeto do sistema, para o qual, neste trabalho é dada especial importância.

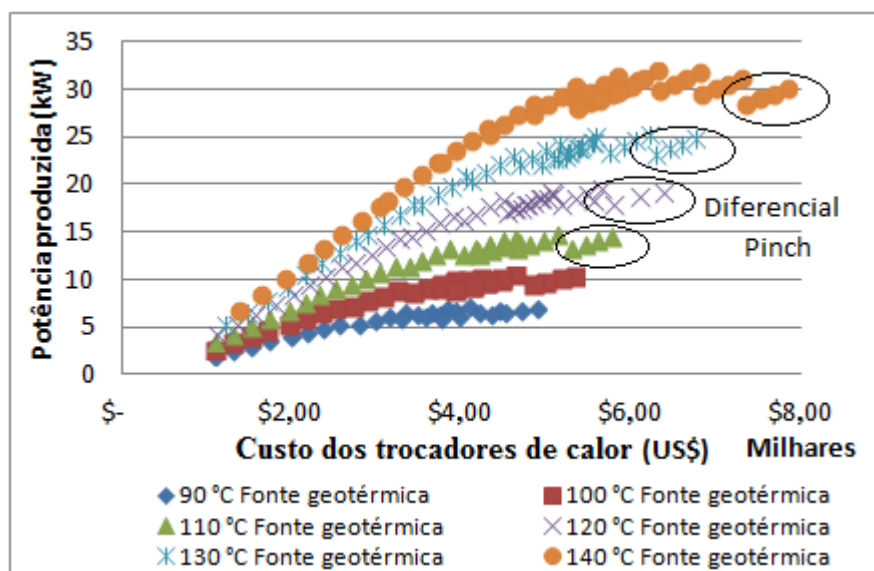


Figura 6.1- Custo dos trocadores de calor para as diferentes temperaturas da fonte de calor no sistema ORC.

A Figura 6.2 mostra os custos totais dos trocadores de calor para o caso do ciclo Kalina, utilizando uma mistura de trabalho de 84% de amônia e 16% de água para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

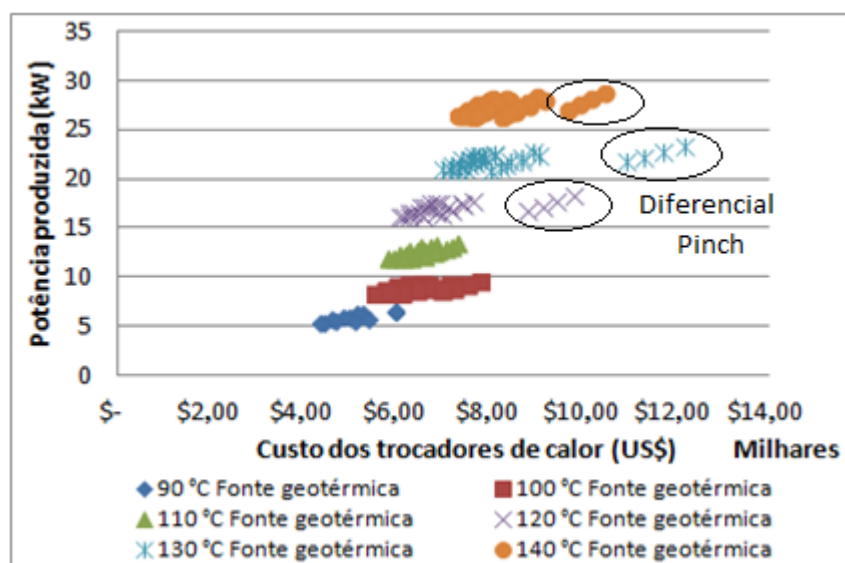


Figura 6.2- Custo dos trocadores de calor para as diferentes temperaturas da fonte de calor no sistema Kalina.

Na análise são consideradas, como no caso anterior, a variação dos diferentes pontos de projeto do evaporador. Como pode ser observada na figura, a variação dos pontos de projeto não provoca grandes variações da produção de potência, ao contrário do que acontece com o sistema ORC, mas sim provoca variações significativas nos custos dos trocadores de calor.

Ao serem comparados os custos totais dos trocadores de calor do sistema ORC e do sistema Kalina é possível observar como os custos do sistema Kalina superam os do sistema

ORC. Isto se deve essencialmente à maior complexidade do sistema Kalina. Os gráficos que relacionam a potência produzida com a área de troca requerida pelo sistema, para os diferentes fluidos de trabalho estudados nesta tese, podem ser observados no Apêndice C e D.

Do mesmo modo, foram estimados os custos para os outros componentes principais das plantas térmicas, tais como a turbina e bomba. Para estes casos, existem vários tipos de análises econômicas, a maioria baseados na potência produzida ou consumida pelos equipamentos.

Segundo Digenova [95] existe pouca informação publicada sobre os custos destes equipamentos. Este autor ressalta que o custo da turbina depende em maior parte da vazão volumétrica na descarga da turbina que da potência produzida. Nesta análise o autor ignora os custos da bomba por considerá-los de menor importância que o do expensor, não representando uma mudança sensível na análise do sistema em geral.

No entanto a maior parte dos artigos analisados propõe o cálculo dos custos dos equipamentos de rotação a partir da potência que estes consomem ou produzem [42, 43, 90, 97, 98].

O dimensionamento da turbina depende de vários parâmetros, entre eles os principais são a vazão volumétrica na descarga da turbina e a queda isentrópica de entalpia. Porém, pela ausência de informações de custos para estes tipos de sistemas, os custos destes componentes foram calculados em função da potência. Assim, segundo Dorj [46], os custos podem ser estimados a partir da Eq. 6.4.

$$C_{eq} = 1,17C_0(\text{Capacidade_de_potência})^n \quad (6.4)$$

Sendo o custo base para a bomba de 1.120 US\$/kW, enquanto para a turbina é de 4.405 US\$/kW [46]. Os valores do expoente n utilizado para estes casos são: 0,8 para a bomba e 0,7 para a turbina.

A Figura 6.3 apresenta os custos da bomba de alimentação para o sistema ORC, atuando com n-Butano como fluido de trabalho para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica. A figura mostra como varia o custo da bomba de alimentação com relação à potência produzida para os diferentes pontos de projeto do sistema, coincidindo os maiores custos da bomba com as maiores potências gerada pelo sistema térmico. O comportamento da curva na Figura 6.3 para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica se deve a que a medida que os diferentes parâmetros de projeto mudam são obtidas diferentes pontos de projeto no sistema, como por exemplo: relativamente altas pressões de operação provoca baixas vazões de fluido de trabalho, neste caso são obtidas baixas potências produzidas pelo sistema. Por outra parte, a medida que a pressão de trabalho diminui, a vazão de fluido de trabalho evaporada pelo sistema aumenta, e

ao mesmo tempo, aumenta a potência produzida até chegar ao ponto de máxima potência produzida pelo sistema (que coincide com o ponto de máximo custo da bomba), continuar com uma diminuição da pressão de trabalho provoca uma queda de potência produzida pelo sistema e uma queda também nos custos da bomba de alimentação como mostra-se na Figura 6.3.

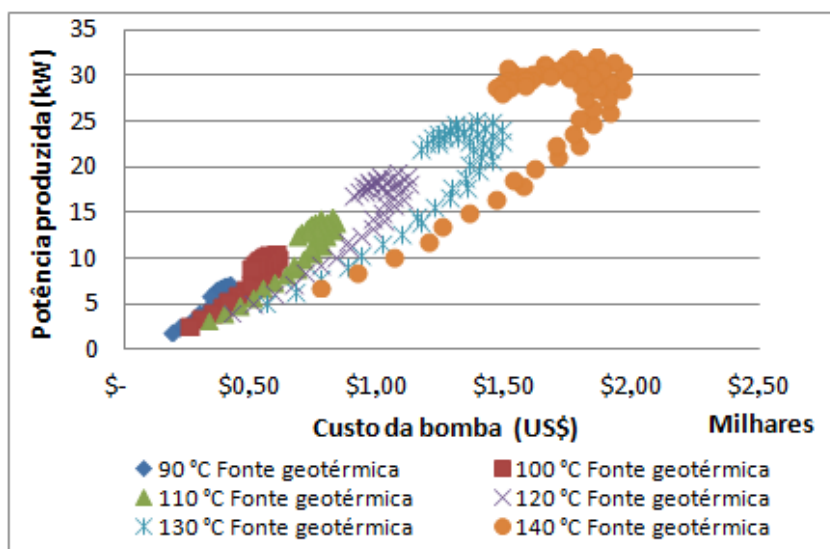


Figura 6.3- Custo da bomba de alimentação do sistema ORC para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Já na Figura 6.4 é apresentado o custo da turbina para o sistema ORC com o n-Butano como fluido de trabalho. Como é possível observar, a maior porcentagem dos custos do sistema em geral pertence aos custos da turbina, os que chegam a ser até 75 % dos custos totais da planta.

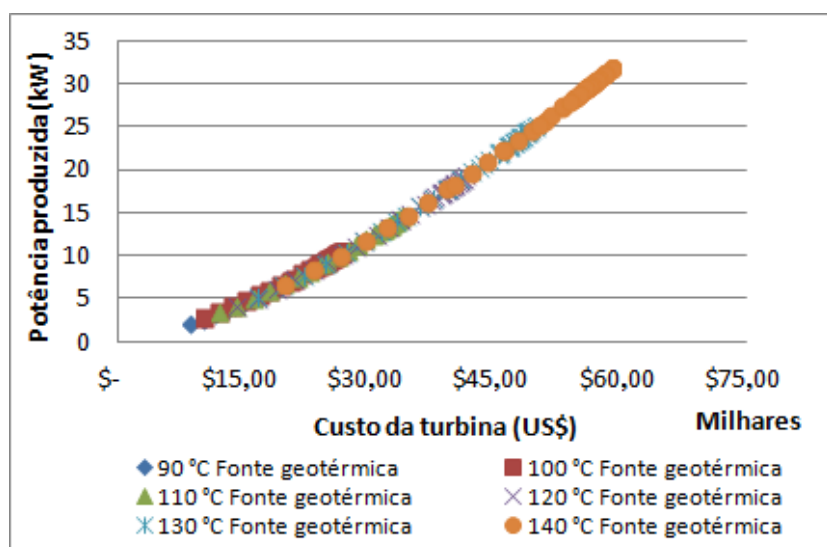


Figura 6.4- Custo da turbina do sistema ORC para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

A Figura 6.5 apresenta, para o caso do sistema Kalina, o custo da bomba de alimentação para cada temperatura da fonte com uma mistura de 84% de amônia e 16% de água como fluido de trabalho. Na figura é possível observar que para cada temperatura da fonte geotérmica existe uma ampla faixa de valores de custo da bomba, enquanto a potência produzida no sistema varia numa pequena proporção. Isto se deve essencialmente ao fato de que valores elevados de Diferencial de Temperatura Terminal provocam maiores vazões mássicas de fluido de trabalho no sistema, o que influencia no tamanho da bomba de alimentação.

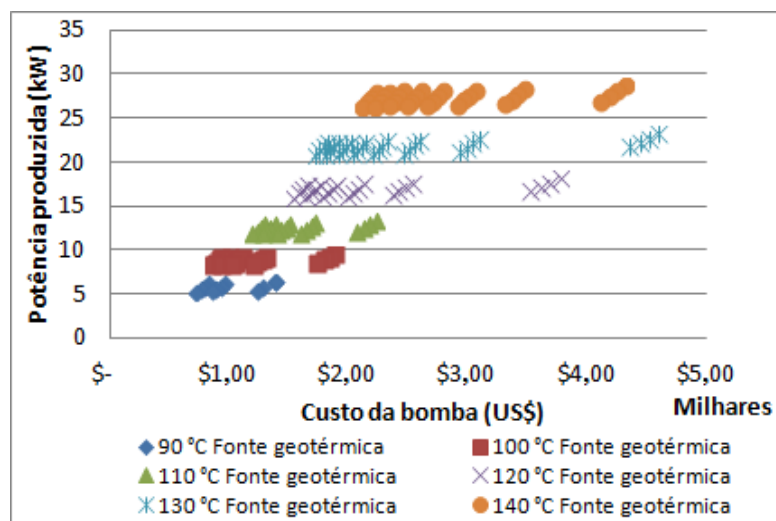


Figura 6.5- Custo da bomba de alimentação do sistema Kalina para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Na Figura 6.6 são mostrados, para os diferentes níveis de temperatura da fonte geotérmica, os custos da turbina, utilizando como fluido de trabalho uma mistura de 84% de amônia e 16% de água.

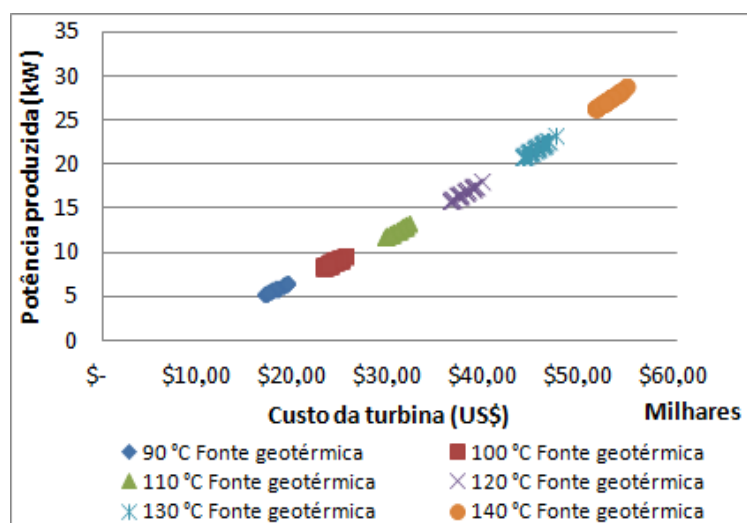


Figura 6.6- Custo da turbina do sistema Kalina para diferentes temperaturas da fonte geotérmica.

Os custos totais para o sistema Kalina e para o ORC, utilizando os diferentes fluidos de trabalho, temperaturas da fonte geotérmica e utilizando diferentes parâmetros de projeto são apresentados no Apêndice C e D.

Os maiores custos do sistema Kalina e ORC coincidem com os fluidos de trabalho que maior potência produzem, devido à elevada porcentagem dos custos da turbina sobre os custos totais e que áreas maiores de troca de calor são necessárias na produção de maiores potências.

A Figura 6.7 e a Figura 6.8 apresentam a tendência dos custos em função da potência produzida para o sistema ORC e Kalina, respectivamente. Esta análise é realizada tendo em conta todos os parâmetros de projeto analisados neste trabalho, fluidos de trabalho e temperaturas da fonte geotérmica. Em ambos os casos os custos podem ser determinados de forma preliminar, a partir da equação de uma reta com um R^2 superior a 0,9. No caso do sistema ORC a equação que determina o custo da planta vem dada por: $y = 2052,2x + 13047$, enquanto para o caso do sistema Kalina a equação da reta para determinar os custos da planta segue a seguinte forma: $y = 2116,3x + 18577$.

Sendo y o valor do custo do sistema em US\$, e x a potência produzida, dada em kW.

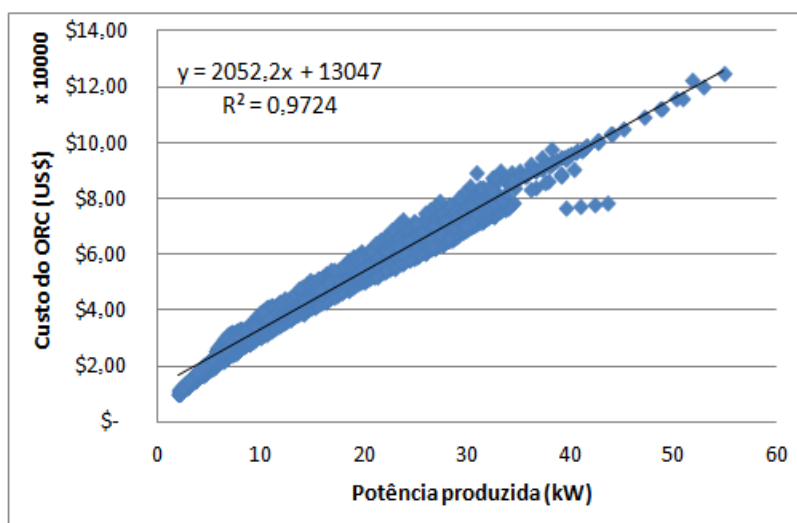


Figura 6.7- Tendência dos custos do sistema ORC em função da potência produzida.

A partir das equações do custo da planta pode-se observar que para a produção de determinada potência os custos utilizando o sistema Kalina são maiores do que os custos utilizando o sistema ORC. Também, a partir da Figura 6.7 e da Figura 6.8, pode-se determinar que a produção de potência utilizando o sistema ORC é maior do que para o sistema Kalina, chegando a produzir para o caso do sistema ORC, trabalhando com R-152a, e uma temperatura da fonte geotérmica de 140 °C, 54,9 kW. Enquanto, para o sistema Kalina, para a mesma temperatura da fonte geotérmica, trabalhando com uma mistura de 84% de amônia e 16% de água, a máxima potência alcançada é de 30,1 kW. No entanto, tem especial atenção aos custos

de produção da energia para ambos os casos, pois os custos para obter as potências máximas são muito diferentes, mais de US\$ 120.000,00 para o caso de ORC e pouco mais de US\$ 70.000,00 para o caso do sistema Kalina.

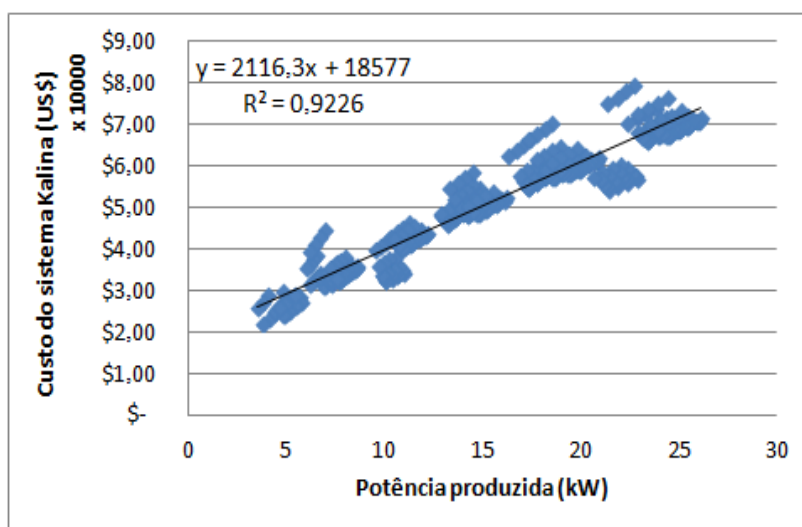


Figura 6.8- Tendência dos custos do sistema Kalina em função da potência produzida.

6.3 Critérios econômicos para a implementação de um EGS.

A viabilidade econômica pode ser medida pelos custos de um produto em relação ao montante que o comprador é capaz ou está disposto a pagar. Para o fornecimento de energia elétrica a partir de um EGS, a frase anterior significa que o custo médio de provisão da energia, normalmente referido como *custo nivelado da energia (LCOE)* e utilizado por vários autores como ferramenta de comparação de custos utilizando várias tecnologias de conversão de energia [4, 32, 98, 19], precisa ser competitivo para o nível de preços nos mercados de energia.

Desde o ponto de vista de preços de produção da energia, os EGS ainda não são competitivos no mercado. No entanto, estes sistemas estão começando a ser introduzidos no mercado, e assim encontram-se no início da curva de aprendizagem. Isto significa que, com o aumento da introdução e acumulação de experiência, possivelmente estimulada por medidas de apoio dos governos, pode se esperar uma redução do LCOE, como foi experimentado por outras tecnologias de geração de energia ao longo do tempo.

A metodologia para o cálculo de LCOE contabiliza todos os gastos de um projeto, no caso um EGS, ao longo de um ano, como expressa a Eq. 6.5 [4].

$$LCOE = \frac{C_{a_{total}}}{E_a} = \frac{O \& M_a + I_a}{E_a} \quad (6.5)$$

Os custos são convertidos em pagamentos anuais de valores constantes. A Eq. 6.5 tem em conta custos anuais de materiais de consumo, operação e outras despesas ($O \& M_a$), receitas anuais (E_a), que neste caso seria a venda da energia elétrica produzida e custos capitais anualizados (I_a). Estes últimos custos se referem a pagamentos constantes anuais que são as amortizações e pagamentos de juros para o capital utilizado. A Eq. 6.6 apresenta os custos de capital anualizado dos investimentos (I_a) para a instalação e manutenção da planta.

$$I_a = aI_{total} = \frac{i(1+i)^L}{(1+i)^L - 1} I_{total} \quad (6.6)$$

Sendo a , o fator de anuidade, i a taxa de interesse do projeto e L , o tempo de vida econômica da planta.

6.3.1 Análise de custos.

Segundo Huengues [4] os custos totais para um projeto EGS estão centrados essencialmente no começo do projeto e consistem principalmente em:

- Prospecção do reservatório;
- Perfuração e completação dos poços;
- Engenharia do reservatório;
- Instalação do ciclo do fluido geotérmico;
- Construção da planta de potência na superfície.

Quantificar os custos de investimento de um projeto de EGS é muito importante e tem grandes incertezas, pois os mesmos dependem das diferentes condições de cada reservatório geotérmico, que não podem ser generalizadas para todos os locais onde um projeto EGS for desenvolvido. Adicionalmente, os custos de acesso e desenvolvimento do reservatório, que dominam os investimentos globais, estão fortemente relacionados com as condições específicas das condições geológicas locais e do tempo real consumido pela perfuração, completação e engenharia do reservatório. Os investimentos para a montagem das instalações de superfície, incluindo o ciclo do fluido geotérmico e a unidade de produção de potência, dependem de

especificações tecnológicas. A estimativa dos investimentos em um projeto EGS deve, portanto, basear-se nas especificações das condições geológicas e nos parâmetros técnicos relacionados à fonte geotérmica.

Custos dos poços. Estimativas de custos no início de um projeto normalmente são baseadas em dados existentes de custos para poços já perfurados e completados. No entanto, obter acesso a esses dados nem sempre é possível, porque os mesmos são muitas vezes confidenciais.

Os custos de perfuração e completação podem ser divididos nos seguintes itens: *aluguel de equipamentos*, relacionado ao pagamento de taxas horárias pelo uso de equipamentos de perfuração; *custo do material*, que incluem os gastos de brocas de perfuração, material de revestimento, isolamento, entre outros; *custos de energia*, refere-se ao custo da energia para operar os equipamentos de perfuração, bombas, etc. e dependem da fonte de energia utilizada e finalmente os *custos de serviço*, os quais dependem da quantidade de serviços a serem utilizados e incluem a montagem e desmontagem da plataforma de perfuração e outros serviços como pesquisas, tratamento de lama, etc.

Dependendo do local e do projeto dos poços, a quantidade total dos custos de perfuração pode variar significativamente. Segundo Huengues [4], como mostrado na Figura 6.9, para três locais diferentes, os custos de perfuração aumentam exponencialmente com a profundidade. Este fenômeno ocorre porque a velocidade de perfuração decresce com o aumento da profundidade, pelo qual o tempo para a perfuração e completação dos poços aumenta e, por conseguinte, os custos.

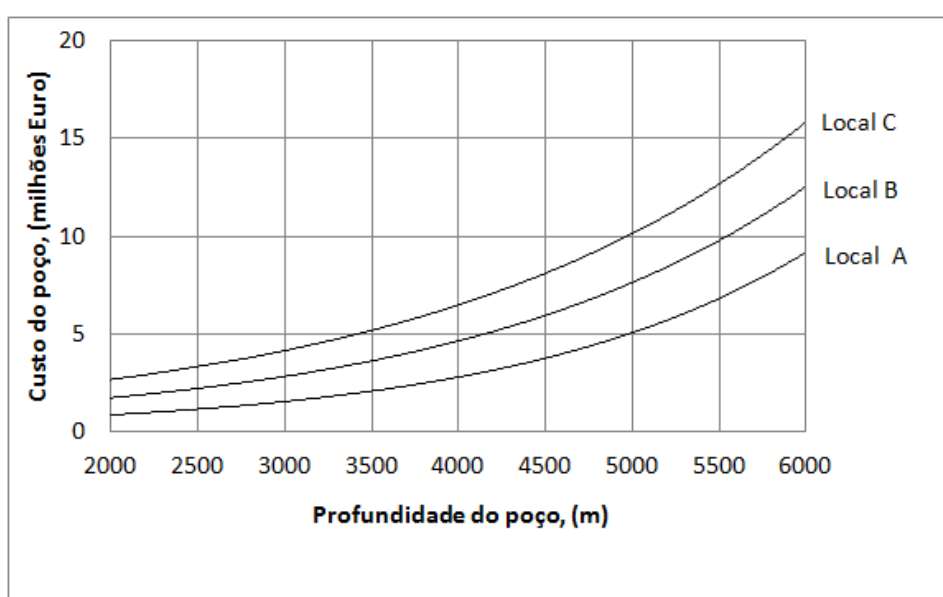


Figura 6.9- Custo do poço versus a profundidade para diferentes condições geológicas.
Fonte: Tomado de [4].

Custos de engenharia do reservatório. O custo da engenharia do reservatório não pode ser medido com base em dados existentes. Os dados existentes são válidos apenas para locais específicos com características comparáveis. Com base nas experiências existentes, no entanto, pode ser considerado que estes custos são relacionados a aluguel de equipamentos, custos de material, custo da energia e serviços.

Segundo Sanyal [122] que estimaram os custos para os projetos no deserto Peak, para Soultz (Europa) e na Bacia Cooper (Austrália), e como foram assumidos também em Huengues [4], os custos de engenharia do reservatório estão entre 0,5 e 1,0 milhões de US\$ para cada poço perfurado.

Instalações de superfície. Os custos de investimento dos elementos da superfície para uma planta EGS incluem os custos do ciclo do fluido geotérmico e o custo da usina geotérmica.

Os investimentos para o ciclo do fluido geotérmico incluem os custos de equipamentos como bombas, tubulações, filtros e sistemas de decantação para produzir e fazer circular o fluido geotérmico, dentre os quais a bomba de produção representa uma das maiores parcelas, devido aos requerimentos técnicos deste importante componente. A bomba tem que ser capaz de fornecer o aumento de pressão necessário para levar o fluido desde o reservatório até a superfície, deve trabalhar com temperaturas elevadas, com alguns gases dissolvidos no fluido geotérmico, entre outras substâncias, pelo tempo de vida proposto para o projeto.

Dependendo do local e das condições específicas da planta, os custos da bomba de fundo de poço a ser utilizada estão na faixa de \$US 2.600, para vazões de fluido geotérmico de até 7.500 m³/h. Os custos para os outros componentes como tubulações, filtros e sistemas de decantação dependem fundamentalmente da vazão do fluido geotérmico, dos comprimentos de tubulações, da pressão requerida pelo ciclo geotérmico e do material de fabricação dos componentes. Estes custos, segundo Huengues [4], excluindo a bomba, podem ser assumidos como €500 por m de profundidade do poço .

Planta de potência. Os custos da usina geotérmica idênticos aos calculados no item 6.2.1 e referem-se à mesma fonte de calor geotérmica. Estes custos são determinados a partir dos principais componentes do sistema, como são: turbina-gerador, trocadores de calor e bomba. Os custos compreendem os dois sistemas analisados (ORC e Ciclo Kalina) e estão na faixa de 950 e 1.500 US\$/kWe produzido, dependendo da tecnologia e do fluido de trabalho a utilizar para essa fonte específica

Custos operacionais e outros custos. Os principais custos operacionais anuais das plantas EGS incluem os custos de pessoal, material de consumo e revisão e manutenção. As usinas geotérmicas e EGS operam com pouca supervisão, de modo que o custo anual em pessoal

é baixo. Os custos de material de consumo, revisão e manutenção são geralmente estimados como uma porcentagem dos investimentos para a parte subterrânea e de superfície [4].

Dependendo do projeto, investimentos adicionais podem ser ainda necessários na fase de planejamento, por exemplo, estudos de viabilidade, localização, permissões e coordenação do projeto de engenharia dos poços e das instalações na superfície. Outros investimentos devem ser levados em conta se o projeto for realizado perto de áreas habitacionais, onde devem ser considerados seguros de riscos geológicos, proteções contra ruído, etc.

Tabela 6.1- Dados econômicos para a usina EGS.

Dados Econômicos	Comentários
Poços (2 poços)	Segundo a profundidade (Figura 6.9)
Engenharia do reservatório	US\$ 0,9 milhões por poço
Bomba de fundo de poço	US\$ 2.600 por m ³ /h
Ciclo do fluido geotérmico	US\$ 650 por metro
Planta binária	+ 10% (componentes e tubulações)
Custos de interconexão	30% do custo da planta
Obras civis	30% do custo da planta
Instalação equipamentos	35% do custo da planta
Outros custos	10% do total da inversão
Custo de operações anuais	
Material de consumo e pessoas	Cinco homens
O&M subterrâneo (poços e engenharia do reservatório)	1,5% dos investimentos subterrâneos
O&M superfície (planta + ciclo do fluido geotérmico + bomba de fundo de poço)	6% dos investimentos da superfície
Cálculo das anuidades	
Taxa de juros	11,5%
Horas de trabalho	8000 h
Tempo de vida econômico	30 anos
Investimento anual (equipamentos)	US\$/ano
Investimento anual (poços)	US\$/ano
Investimento anual total	US\$/ano
Custos de operação anual	US\$/ano
Custo do fluido geotérmico	US\$
Custos diretos totais	US\$
Receita anual	US\$/ano
Fator de recuperação do capital	
Eletricidade gerada	kW
LCOE	US\$/kWh

A Tabela 6.1 resume os custos tomados em conta para a análise LCOE para os casos do sistema Kalina e ORC. O reservatório geotérmico possui dois poços (um de injeção e um de produção) situados a 500 m um do outro, o gradiente de temperatura considerado é de 40 °C/km,

a vazão de fluido geotérmico de 80 kg/s, são consideradas perdas entre 10% e 15% entre a temperatura de fundo do poço e a temperatura da boca do poço para as diferentes profundidades do poço, a taxa de juros é considerada de 11,5 %. O custo de comercialização da energia produzida foi considerado como 150 R\$/MWh, sendo determinado a partir da média dos leilões de energia entre 2007 e 2014, segundo o Ministério de Minas e Energia [123].

Com o objetivo de avaliar a importância do gradiente térmico da fonte geotérmica e a vazão do fluido geotérmico utilizado num sistema do tipo EGS é realizada a seguinte análise. A Figura 6.10, a Figura 6.11 e a Figura 6.12 mostram os custos unitários da eletricidade seguindo a metodologia do LCOE para diferentes vazões de fluido geotérmico e para diferentes temperaturas e profundidades do poço. Estes três casos são analisados utilizando n-Butano como fluido de trabalho. Naturalmente, a utilização de diferentes fluidos de trabalho e parâmetros de projeto do sistema térmico na análise resulta em custos unitários da eletricidade diferentes, pelo qual, este caso é apenas tomado como exemplo do impacto destes parâmetros que são a vazão de fluido geotérmico e o gradiente de temperatura com a profundidade.

Na Figura 6.10 pode-se observar a variação do custo unitário de eletricidade para vazões de fluido geotérmico desde 20 kg/s até 100 kg/s com três níveis de temperatura na boca do poço. No primeiro caso corresponde a 100 °C na boca do poço a 3000 m de profundidade, no segundo caso, 120 °C na boca do poço a 3000 m de profundidade e num terceiro caso, 140 °C com a mesma profundidade do poço.

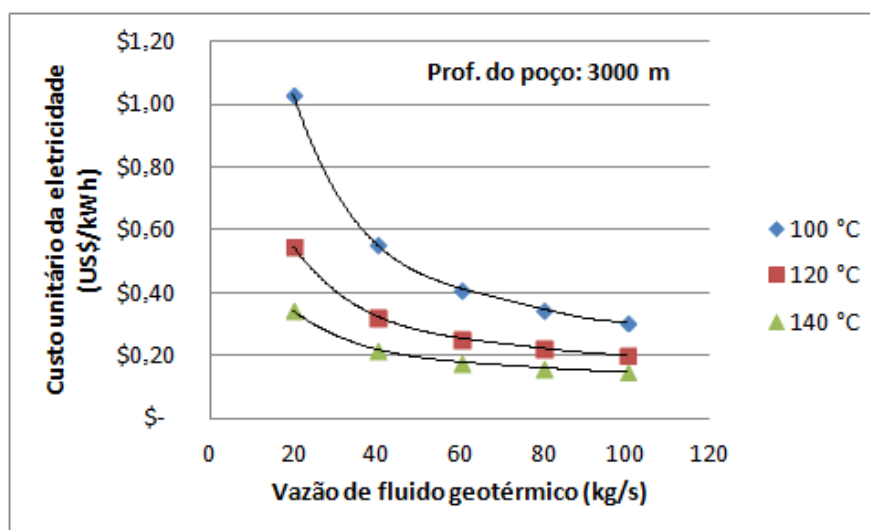


Figura 6.10- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 3000 m de profundidade.

A Figura 6.10 apresenta o caso mais otimista que representa os gradientes de temperaturas maiores (desde 47 °C/km). Já nas Figura 6.11 e Figura 6.12 a mesma análise é efetuada variando a profundidade do poço, onde são alcançadas temperaturas entre 100 °C e 140 °C. O gradiente geotérmico mais pessimista que se avalia é de 20 °C/km. Como resultado

desta análise pode-se concluir que a vazão de fluido geotérmico a ser utilizada numa fonte EGS tem uma grande importância sobre os custos de produção de eletricidade, da mesma forma que o gradiente de temperatura.

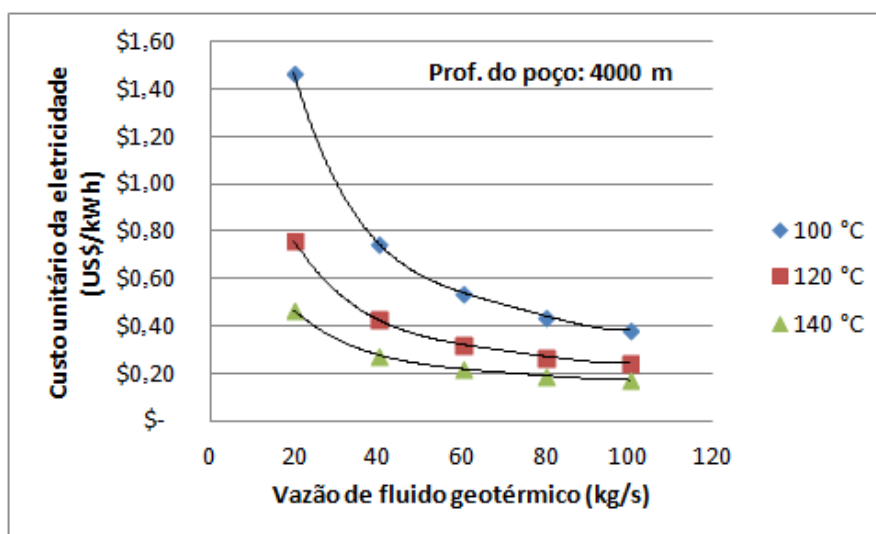


Figura 6.11- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 4000 m de profundidade.

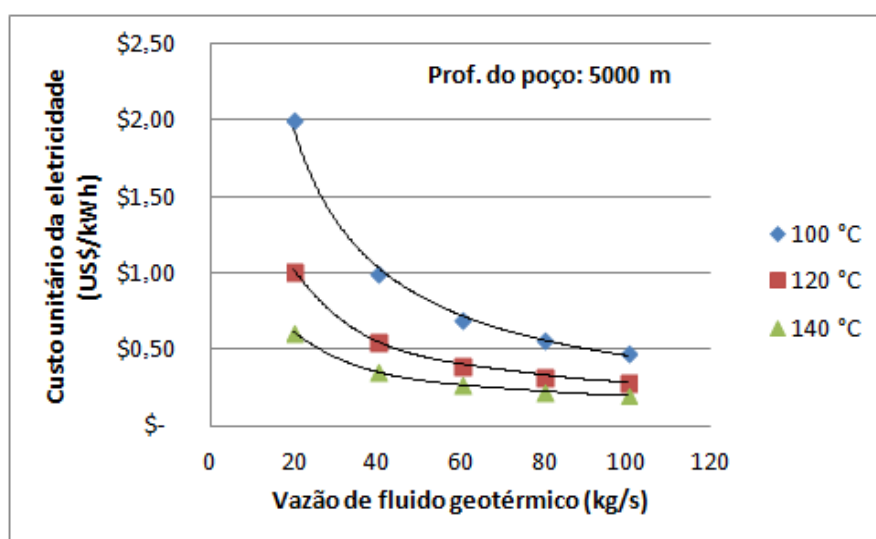


Figura 6.12- Influência da vazão de fluido geotérmica no LCOE a 5000 m de profundidade.

Uma análise seguindo a metodologia do LCOE, a partir dos dados econômicos considerados neste capítulo e apresentados na Tabela 6.1, para uma usina EGS é realizada para cada um dos sistemas térmicos utilizando os fluidos de trabalho estudados, tanto para o sistema ORC como para o sistema Kalina atuando nas mesmas condições de trabalho com vista a determinar qual tecnologia (e pontos de projeto), oferece os menores custos de produção de eletricidade para cada temperatura da fonte geotérmica.

A Figura 6.13 apresenta os valores do LCOE para cada potência produzida do sistema ORC, atuando com n-Butano como fluido de trabalho, para as diferentes temperaturas da fonte

geotérmica. Como pode ser observado na figura, para este caso, os valores máximos de potência produzida coincidem com os menores custos unitários da energia e, quanto maior a temperatura da fonte geotérmica, menores são os custos de produção da energia, atingindo para o caso de uma fonte geotérmica com temperatura de 140 °C na boca do poço, um custo da energia de 0,245 US\$/kWh. Especial atenção tem que ser dada aos parâmetros para os quais os menores custos são experimentados para cada fluido de trabalho e temperatura da fonte geotérmica.

No Apêndice C pode-se observar os valores do LCOE para os demais fluidos de trabalho analisados para o caso do sistema ORC. Os menores custos de produção da energia são de 0,207 US\$/kWh, obtidos com 140 °C na boca do poço da fonte geotérmica, num sistema trabalhando com R-12, com uma pressão de vaporização de 3671 kPa, 3 °C de Diferencial de Temperatura Pinch e 10 °C de superaquecimento do vapor na entrada da turbina.

Uma análise semelhante a da Figura 6.13 é realizada para o sistema Kalina, sendo apresentada na Figura 6.14. Neste caso considera-se uma mistura de 84% de amônia e 16% de água para as diferentes temperaturas da fonte geotérmica. Na figura é evidente que um aumento da temperatura da fonte geotérmica reduz os custos da energia produzida pelo sistema e que, ao contrário do que acontece no sistema ORC, uma variação dos pontos de projeto não influencia grandemente na produção de potência, mas sim nos custos da energia.

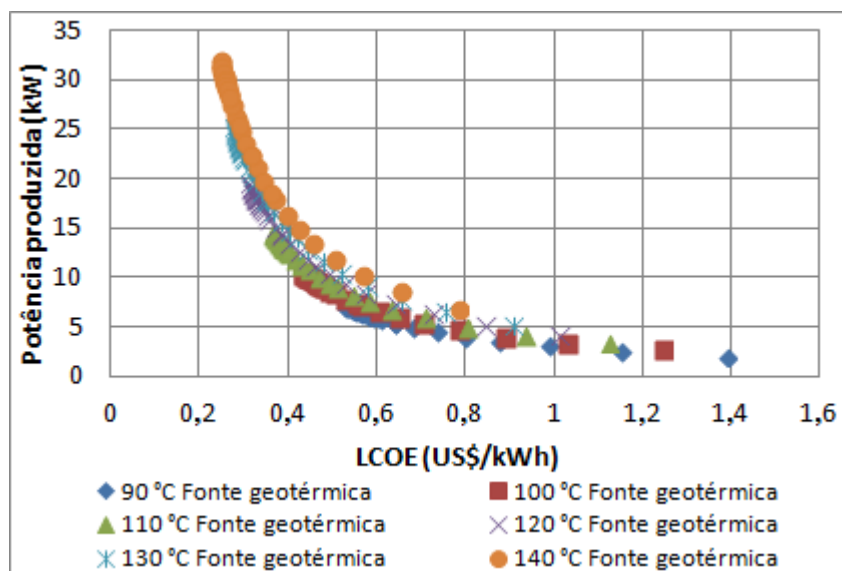


Figura 6.13- Valores do LCOE para cada potência produzida pelo sistema ORC e temperatura da fonte geotérmica.

Os menores custos da eletricidade gerada para o caso do sistema Kalina são de 0,286 US\$/kWh, com uma temperatura da fonte geotérmica de 140 °C na boca do poço, trabalhando com uma mistura de 84% de amônia e 16% de água, 3 °C de Diferencial de Temperatura Pinch, pressão de evaporação de 4000 kPa e Diferencial de Temperatura Terminal de 10 °C.

A análise do custo unitário da eletricidade gerada para as diferentes concentrações da mistura amônia-água utilizada neste trabalho pode ser observada no Apêndice D.

Existe uma marcada diferença nos custos de produção da energia ao utilizar uma tecnologia de conversão ou outra. Para o caso do Ciclo Kalina, custos de até 0,286 US\$/kWh podem ser alcançados. No entanto, se é utilizada a tecnologia ORC, os valores do kWh diminuem até 0,207 US\$ para uma fonte de geotérmica de 140 °C na boca do poço.

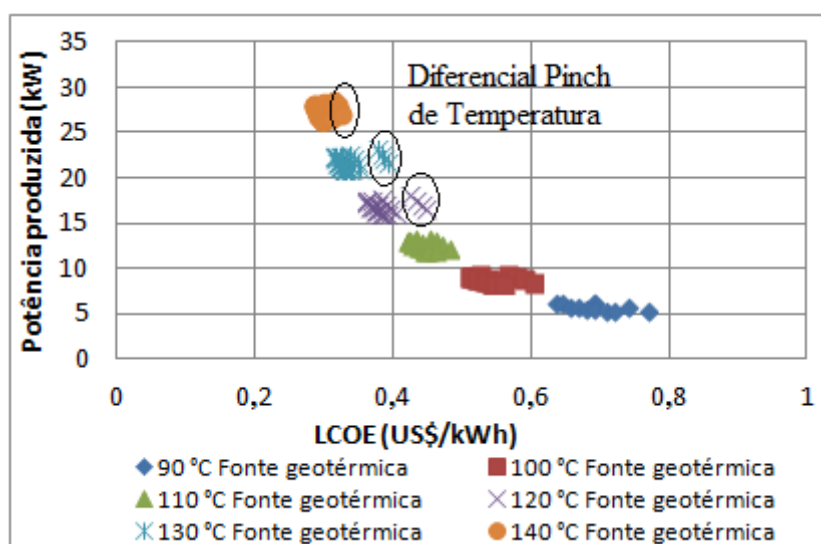


Figura 6.14- Valores do LCOE para cada potência produzida pelo sistema ORC e temperatura da fonte geotérmica.

No caso do sistema ORC existe também uma grande diferença nos custos da energia com a utilização de diferentes fluidos de trabalho ainda utilizando os melhores pontos de projeto no sistema. Por exemplo, para a temperatura da fonte geotérmica de 140 °C, obtém-se custos de 0,207 US\$/kWh como foi mencionado acima para R-12 e com a utilização de R-11 estes valores da energia sobem até 0,26 US\$/kWh.

Os custos de um projeto EGS, para as condições brasileiras, fazem que este projeto seja inviável desde o ponto de vista econômico se for comparado com os custos de comercialização da energia segundo o Ministério de Minas e Energia [123]. São previstos que estes custos abaxiem em 10 ou 15 anos, até chegar, para o caso de ORC, a valores inferiores de 0,13 US\$/kWh, o qual tornaria esta tecnologia competitiva com a maioria dos combustíveis fósseis se são acrescentados os impostos de emissão de CO₂ ou sistemas de captura de CO₂ [31]. Para este prognóstico se tornar realidade tem que haver um investimento de grandes companhias em projetos EGS e o propósito do Governo para a aplicação de políticas que incentivem este tipo de tecnologia.

6.3.2 Custos da energia geotérmica por Regiões no Brasil

A análise econômica tratada no item 6.3.1 pode ser utilizada para determinar, a partir do gradiente geotérmico, o custo de produção de eletricidade para cada região no Brasil. Tendo em conta os menores custos de produção atingidos para 140 °C da fonte geotérmica e utilizando R-152a como fluido de trabalho são determinados os custos do kWh da energia gerada. Assim, em regiões como a Bacia de Taubaté e no Ceará são atingidos custos de 0,21 US\$/kWh, que significam os menores custos de geração de eletricidade no Brasil para uma temperatura da fonte de 140 °C, e se deve ao alto gradiente de temperatura que possuem estas áreas (cerca de 40 °C/km de profundidade). Já para regiões como Sergipe e Alagoas e a Bacia da Bahia e Espírito Santo, com gradientes de 30 °C/km, para atingir a Temperatura de 140 C, é preciso aumentar a profundidade dos poços, o que encarece o projeto e são obtidos custos de kWh de US\$ 0,27, como pode ser observado na Figura 6.15.

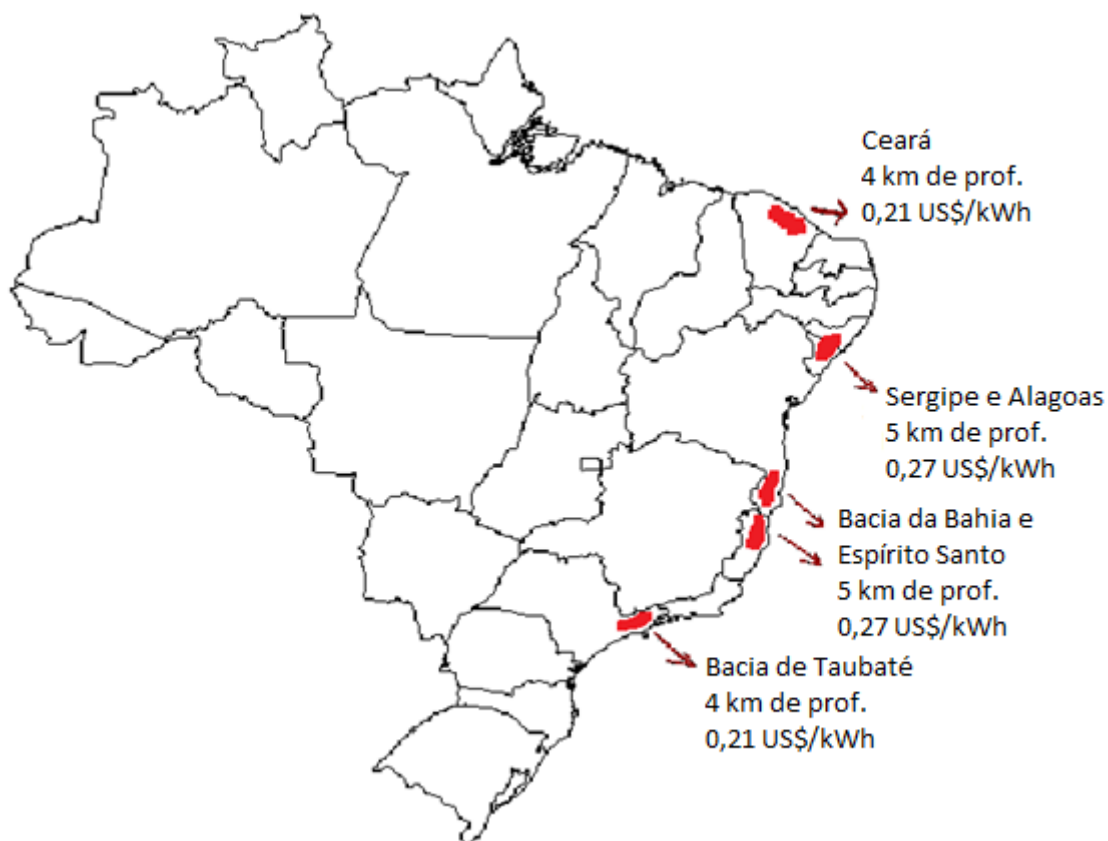


Figura 6.15- Custo de produção da energia geotérmica nas diferentes regiões do Brasil

Os custos do poço e engenharia do poço são baseados num cenário médio segundo o item 6.3.1. Especial atenção tem que ser dada aos parâmetros de projeto utilizados e a seleção do fluido de trabalho em função da temperatura atingida no reservatório geotérmico que poderia encarecer em grande medida o custo do kWh.

6.3.3 Análise de sensibilidade.

Como foi mencionado no item anterior, espera-se que os custos de utilização desta tecnologia decresçam em um futuro próximo. Assim, é efetuada uma análise de sensibilidade sobre as variáveis que poderiam diminuir, quando a curva de aprendizagem desta tecnologia comece a atingir níveis de maturidade. As variáveis que se analisam são: o custo do fluido geotérmico, custo dos poços e custos de engenharia do reservatório, custos de equipamentos (custos diretos totais), e taxa de juros.

Para esta análise são tomados os fluidos de trabalho que oferecem os menores custos do kWh para cada tecnologia de conversão para uma temperatura da fonte geotérmica de 140 °C. Assim, utilizando-se o R-12 para o caso de ORC com um custo de 0,206 US\$/kWh, e para o caso do Kalina a mistura de 84% de NH₃-16% de H₂O com um valor do kWh produzido de 0,286 US\$.

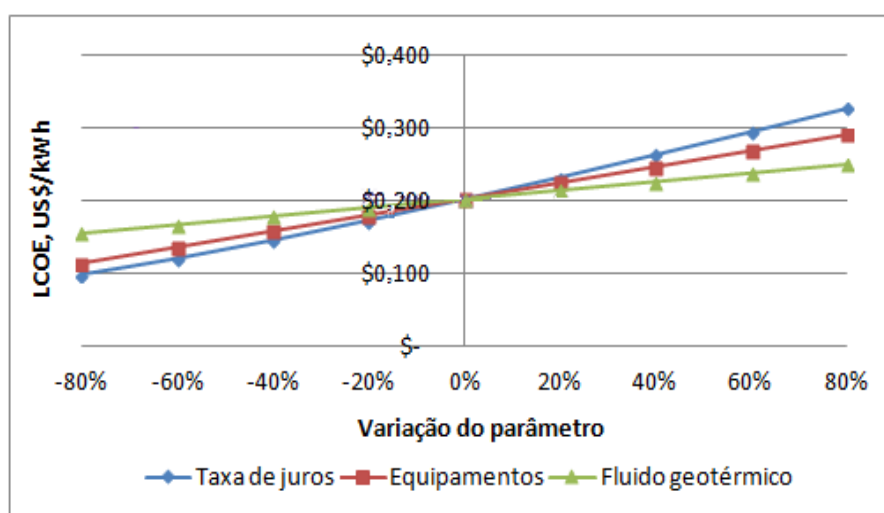


Figura 6.16- Sensibilidade do custo unitário da energia para o sistema ORC.

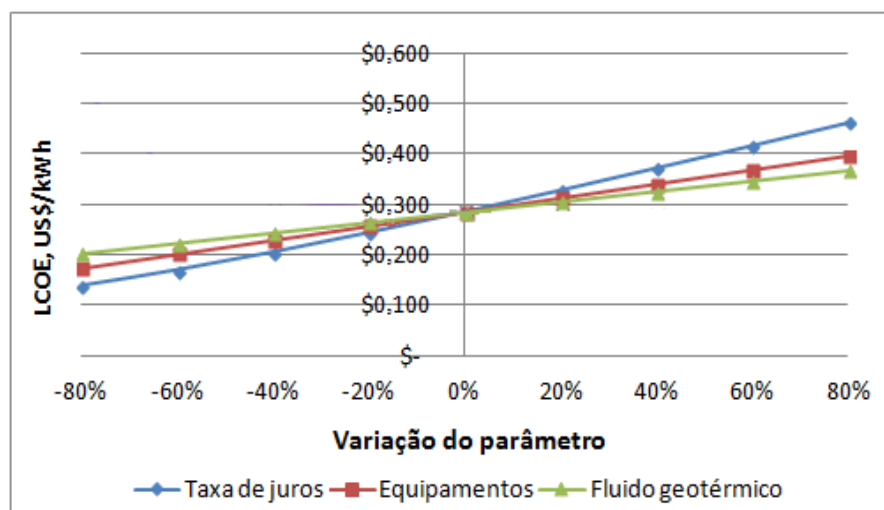


Figura 6.17- Sensibilidade do custo unitário da energia para o sistema Kalina.

Como pode ser observado na Figura 6.16 e na Figura 6.17 a análise de sensibilidade é feita para uma ampla variação da porcentagem do custo de cada parâmetro para cada tecnologia (-80% até 80% do valor), para lograr abranger a maior quantidade possível das variações dos preços de cada parâmetro.

Desta forma, pode-se observar que o parâmetro que mais influência sobre o custo do kWh é a taxa de juros, seguido pelo custo dos equipamentos. Deste modo, ações do governo para incentivar esta tecnologia junto com o desenvolvimento da curva de aprendizagem, poderiam levar os custos da energia gerada até valores inferiores a 0,10 US\$/kWh para o caso do sistema ORC e em torno aos 0,13 US\$/kWh para o caso do sistema Kalina. O segundo parâmetro, em ordem de importância, é o valor relacionado aos equipamentos para cada sistema, daí o mérito da seleção dos pontos de projeto do sistema e fluido de trabalho para obter os menores custos unitários da eletricidade.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.

7.1 Conclusões

Com a presente proposta de tese o autor desenvolve uma análise das diferentes tecnologias (sistema Kalina e ORC) para a geração de energia elétrica a partir de fontes geotérmicas melhoradas (EGS) de baixas temperaturas no Brasil. Esta análise tem o propósito de avaliar as fontes geotérmicas existentes para a geração de energia elétrica e as tecnologias de geração de eletricidade. Assim, uma análise de Primeira e Segunda Lei é realizada para determinar os melhores desempenhos dos sistemas térmicos e quais são os pontos de projeto, nos quais estes desempenhos são obtidos.

Dentre os parâmetros estudados neste trabalho, os mais importantes para o aproveitamento de uma fonte de calor geotérmica são: sistema térmico utilizado (sistema Kalina ou ORC), tipo de fluido de trabalho ou composição do fluido de trabalho adequada segundo a temperatura da fonte quente, dimensões dos trocadores de calor e o impacto ambiental e de segurança dos fluidos de trabalho.

As principais conclusões deste trabalho são listadas a seguir:

- Existem no Brasil gradientes de temperatura muito superiores à média mundial (40 °C/km), como por exemplo nas regiões de Taubaté em São Paulo, no Estado da Bahia, Ceará, Rio Grande do Norte e Espírito Santo, onde seria interessante um estudo geotérmico profundo para a instalação de uma planta do tipo EGS a partir de um sistema binário de geração.
- As propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho, para o caso do ORC, que maior influência tem sobre o desempenho termodinâmico do ciclo são: baixo calor latente, a

utilização de fluidos isentrópicos ou secos e temperatura crítica próxima da temperatura da fonte de calor.

- Um aspecto importante a ter em consideração é o projeto do evaporador, avaliado nesta tese por meio de três parâmetros de projeto para cada tecnologia de geração: grau de superaquecimento do vapor, Diferencial de Temperatura Pinch, pressão de vaporização e Diferencial de Temperatura Terminal.
- O superaquecimento do vapor, para o caso de fluidos úmidos e secos, não melhora a produção de potência do sistema, já para o caso de fluidos úmidos é experimentada um aumento da produção de potência, em todos os casos o superaquecimento do vapor diminui a vazão mássica de fluido de trabalho no sistema térmico e, por conseguinte menores áreas de troca de calor são requeridas.
- Um Diferencial de Temperatura Pinch pequeno, para ambas as tecnologias, resulta num maior calor absorvido pelo sistema e maiores potências são produzidas, mas também se necessitam áreas de troca maiores que encarecem o sistema.
- O Diferencial de Temperatura Terminal tem diferentes resultados em ambos os sistemas. Para o caso do ORC uma diferença de temperatura terminal grande resulta numa maior vazão de fluido de trabalho e diminui a queda de entalpia na turbina, pelo qual deve ser calculada qual relação entre estes parâmetros (vazão de fluido de trabalho e queda de entalpia) oferece a melhor eficiência térmica do sistema. Para o caso do sistema Kalina o aumento do Diferencial de Temperatura Terminal afeta negativamente a produção de potência do sistema. O aumento desta diferença de temperatura gera o mesmo fenômeno que para o sistema ORC, com a diferença que é gerada uma maior fração de fluido pobre em amônia, fazem do que o aumento do consumo de potência da bomba seja superior ao ganho de potência do sistema com o aumento da vazão de fluido rico em amônia.
- Para o caso do Ciclo Kalina, existe uma pressão de vaporização na qual são obtidas as maiores potências do ciclo, que depende da temperatura da fonte geotérmica e da composição da mistura amônia-água.
- No caso do ORC, para uma dada temperatura da fonte de calor existe um fluido de trabalho onde é obtido o melhor desempenho do sistema. Para os casos de 90 °C e 100 °C da fonte geotérmica, as potências líquidas produzidas utilizando os diferentes fluidos de trabalho são muito semelhantes, devido ao baixo potencial energético da fonte de calor, existindo uma leve melhora na geração a partir da utilização de R-114, que produz 7,45 kW e R-134a, que produz 11 kW para 90 °C e 100 °C da fonte geotérmica respectivamente. Para 110 °C a maior potência obtida é de 17,6 kW trabalhando com R-

290. Para os casos de 120 °C e 130 °C as maiores potências geradas são obtidas com a utilização de R-134a, gerando 26,5kW e 33 kW respectivamente. E para o caso de 140 °C da fonte geotérmica a maior potência líquida gerada pelo sistema é de 47,4 kW, trabalhando com R-152a.

- Para o caso do sistema Kalina a geração de potência sempre é favorecida com a utilização da mistura de fluidos de trabalho com maior concentração de amônia. Para o caso de fontes geotérmicas entre 90 °C e 100 °C são obtidas potências de 5,71 kW e 8,6 kW, respectivamente. Para o caso de temperaturas de 110 °C e 120 °C, as potências alcançadas são de 12,2 kW e 16,2 kW, respectivamente. E para o caso de 130 °C e 140 °C da fonte geotérmica a potência líquida gerada pelo sistema é de 20,9 kW e 26,1, respectivamente.
- Nas temperaturas da fonte geotérmica estudadas neste trabalho o sistema ORC apresenta uma geração de potência superior à obtida com o sistema Kalina. Esta diferença de geração de potência líquida vai desde 23 % para as mais baixas temperaturas até o 45 % para a maior temperatura estudada.
- A área de troca de calor para a produção de potência líquida em cada sistema, para as diferentes condições de projeto, é um aspecto importante a ser considerado na análise de ambos os sistemas.
- Mediante a análise exérgica se identificaram as causas, a localização e a magnitude das irreversibilidades de cada componente do sistema. Com os resultados da eficiência exérgica, do coeficiente de efetividade exérgica, e destruição de exergia por componentes se avaliou o desempenho de cada sistema segundo o enfoque termodinâmico. Estas variáveis servem, também, como elementos comparativos entre os componentes do sistema e entre os sistemas analisados.
- A eficiência calculada a partir do segundo princípio da termodinâmica oferece uma análise mais realista da eficiência do sistema, com eficiência em torno de 30 % para temperaturas da fonte geotérmica de 140 °C, o que coloca estes ciclos no mesmo nível de eficiência de um ciclo Rankine convencional, que utiliza combustíveis fósseis e altas pressões e temperaturas de operação.
- Para o caso do sistema ORC, a eficiência exérgica chega ser de até 32% trabalhando com o fluido R-152a para 140 °C da fonte geotérmica. As irreversibilidades do sistema estão concentradas principalmente no evaporador, seguido pela turbina, condensador e bomba. Já para o caso do sistema Kalina, a maior eficiência exérgica obtida é de 18%, utilizando uma solução de 84% de amônia e 16% de água. As principais irreversibilidades deste sistema estão localizadas no evaporador em primeiro lugar,

seguido pelo condensador, trocador de calor de alta temperatura, trocador de calor de baixa temperatura e bomba.

- Embora os principais custos de um EGS sejam determinados pela perfuração do poço e custos associados a mesma, os parâmetros de projeto determinam as áreas de troca de calor e potência produzida pelo sistema que influencia diretamente nos custos do kWh produzido. Assim, para o caso de ORC trabalhando com R-114 como fluido de trabalho e uma fonte geotérmica de 90 °C são experimentados custos (US\$) do kWh de 0,5. Estes custos diminuem com o aumento da profundidade dos poços e chegam até o valor de 0,21 US\$/kWh utilizando como fluido de trabalho o R-12 ou o R152a para uma temperatura da fonte geotérmica de 140 °C. Para o caso do sistema Kalina estes custos de produção de eletricidade são maiores. Assim, para 90 °C da fonte geotérmica o custo de produção é de 0,64 US\$/kWh, enquanto para uma fonte de calor de 140 °C o custo de produção é de 0,28 US\$/kWh, trabalhando em ambos casos com uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.
- Uma análise de sensibilidade de alguns dos fatores que influenciam no custo destas plantas, fornece como resultado que, com uma política do governo de desenvolver esta tecnologia no país, focada em diminuir as taxas de juros, poderia se alcançar valores do kWh de até US\$ 0,1 para o caso do ORC e de US\$ 0,14 para o Ciclo Kalina. Também pode ser concluído que a medida que esta tecnologia seja observada como uma fonte importante de energia e os custos de perfuração a altas profundidades diminuam, é possível chegar até valores similares aos mencionados anteriormente, e com uma atuação sobre estes dois parâmetros conjuntamente, custos inferiores podem ser obtidos.

7.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

1. Para o caso de fontes geotérmicas de baixas temperaturas, pode ser interessante a análise de outra fonte de calor em adição à fonte geotérmica (sistemas híbridos), tais como: solar, biomassa ou combustíveis fósseis, com vistas ao aumento da produção de potência elétrica do sistema.
2. Um estudo destes sistemas utilizando métodos de otimização poderia determinar com maior precisão os pontos de projeto onde são atingidas as melhores potências, áreas do sistema e custos da energia produzida.
3. O estudo de um sistema utilizando CO₂ como fluido de trabalho num sistema Brayton seria interessante para a utilização em fontes geotérmicas de baixa temperatura.

APÊNDICE A – Parâmetros termodinâmicos dos fluidos de trabalho considerados para a análise no sistema ORC.

Tabela 1- Parâmetros termodinâmicos dos fluidos de trabalho considerados para a análise

Fluido de trabalho	T_C (°C)	P_c (kPa)	T_b (°C)	M (Kg/Kmol)	ω	k₁	Tipo
n-Pentano	196,45	3.375	36,06	72,15	0,25389	0,02227	Seco
I-Pentano	187,25	3.334	27,88	72,15	0,22222	0,04451	Seco
n-Butano	152,05	3.797	-0,5	58,12	0,2010	0,03951	Seco
I-Butano	134,95	3.648	-11,73	58,12	0,18479	0,03781	Seco
R134a	100,99	4.055	-26,22	102,03	0,3256	0,07076	Isentrópico
R141b	116,95	4.340	31,99	116,95	0,2211	0,05949	Isentrópico
R142b	137,05	4.120	-10,01	100,5	0,2360	0,00689	Isentrópico
R290	96,66	4.242	-42,08	44,10	0,1488	0,19724	Isentrópico
R40	143,15	6.700	-24,05	50,49	0,1530	0,03040	Úmido
R152a	113,89	4.444	-25	66,05	0,2557	-0,14590	Isentrópico
R-11	198,05	4.408	22,9	137,37	0,1910	0,02574	Isentrópico
R-12	111,85	4.124	-29,75	120,91	0,1760	0,02752	Isentrópico
R-113	214,1	3.436	47,57	187,39	0,245	-0,02468	Seco
R-114	145,89	3.621	3,68	170,92	0,2502	0,05823	Seco
R-21	178,43	5.184	8,9	102,92	0,2069	0,03808	Isentrópico

Fonte: Tomado de [70, 74, 75, 76].

Os parâmetros termodinâmicos indicados na Tabela 1 do Apêndice A representam algumas propriedades das substâncias como: Temperatura Crítica (T_c), Pressão Crítica (P_c), Temperatura de Ebulição (T_b), Massa Molar (M), o tipo de fluido (segundo a linha de vapor saturado que este apresenta), o fator acêntrico ω e o fator k₁ empregados para o cálculo das propriedades termodinâmicas segundo as equações de PR-SV.

APÊNDICE B – Propriedades termodinâmicas de cada corrente do sistema Kalina.

Tabela 2- Propriedades termodinâmicas de cada corrente do sistema Kalina para 140 °C da fonte geotérmica, Diferencial de Temperatura Pinch de 3 °C, DTT de 10 °C e uma concentração de 84% de amônia e 16% de água do fluido de trabalho

<i>ponto</i>	$\dot{m} (kg/s)$	$T (°C)$	$P (kPa)$	x	y	$h (kJ / kg)$	$s (kJ / kg °C)$	$B_f (kW)$	$B_q (kW)$	$\dot{B}_{total} (kW)$
1	1	140	400	0	1	-15.334,12	4,419693	80,6	49,96	130,55
3	1	85,6	400	0	1	-15.580,47	3,780582	24,7	49,96	74,66
4	0,24	130	4000	0,84	0,16	-4.681,45	7,891128	233,95	16.674,33	4.062,08
5	0,06	128,1	3800	0,48	0,52	-9.857,01	5,182891	79,01	9.468,87	562,51
6	0,18	128,1	3800	0,96	0,04	-2.999,88	8,792684	234,48	19.015,43	3.490,54
7	0,18	128,1	3800	0,96	0,04	-2.999,88	8,792684	234,48	19.015,43	3.490,54
10	0,18	74,2	1200	0,96	0,04	-3.154,591	8,871624	56,24	19.015,43	3.458,22
11	0,24	63,7	1200	0,84	0,16	-4.967,224	7,492431	66,98	16.674,33	4.021,97
15	0,24	63,7	1200	0,84	0,16	-4.967,224	7,492431	66,98	16.674,33	4.021,97
16	0,24	37,4	1200	0,84	0,16	-5.883,911	4,610205	9,2	16.674,33	4.008,08
17	4,96	25	101.3	0	1	-1.5850,14	2,958542	0	49,96	248,04
18	4,96	35	101.3	0	1	-1.5805,79	3,104872	0,74	49,96	251,73
19	0,24	38,5	4000	0,84	0,16	-5.875,877	4,618749	14,69	16.674,33	4.009,4
20	0,24	60	4000	0,84	0,16	-5.765,559	4,960943	23,03	16.674,33	4.011,41
21	0,24	71	4000	0,84	0,16	-5.706,874	5,134235	30,08	16.674,33	4.013,1
22	0,06	81,2	3800	0,48	0,52	-10.096,32	4,54906	28,58	9.468,87	559,54
23	0,06	81,2	1200	0,48	0,52	-10.096,32	4,563149	24,39	9.468,87	559,29
24	0,24	74,2	1200	0,84	0,16	-4.856,907	7,81507	81,16	16.674,33	4.025,37
$W (kW)$		28,05								
$W_{liq} (kW)$		26,12								
$\eta (%)$		5,06								
$\Psi (%)$		32,4								

**APÊNDICE C – Análise paramétrica do sistema ORC
para os diferentes pontos de projeto.**

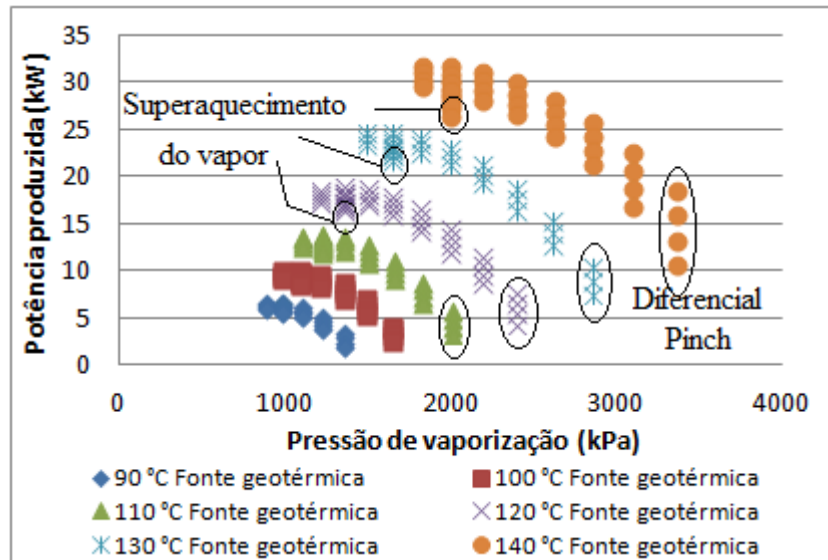


Figura 1- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **I-Butano** como fluido de trabalho.

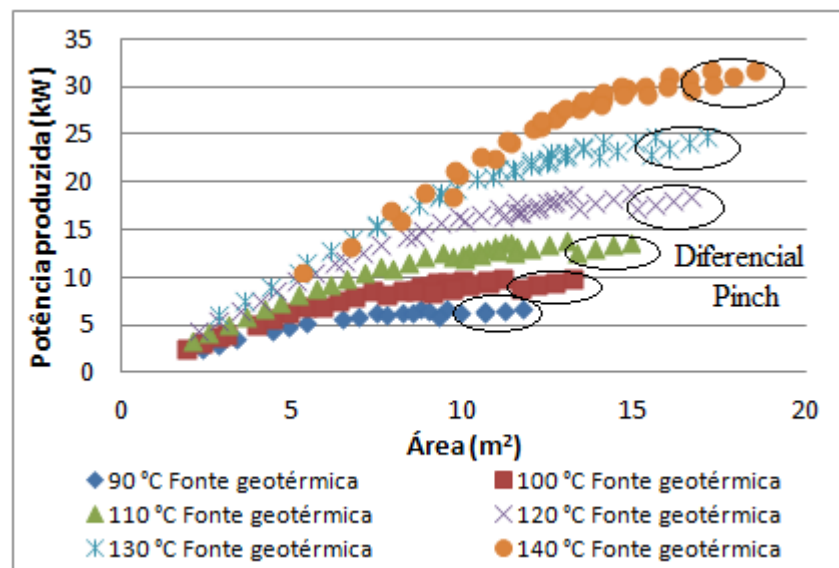


Figura 2- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando diferentes pontos de projeto e **I-Butano** como fluido de trabalho.

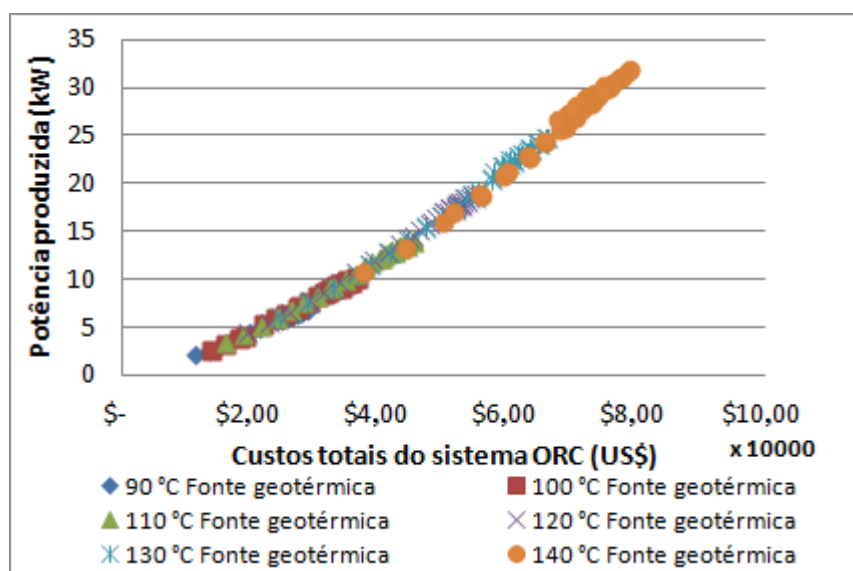


Figura 3- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **I-Butano** como fluido de trabalho.

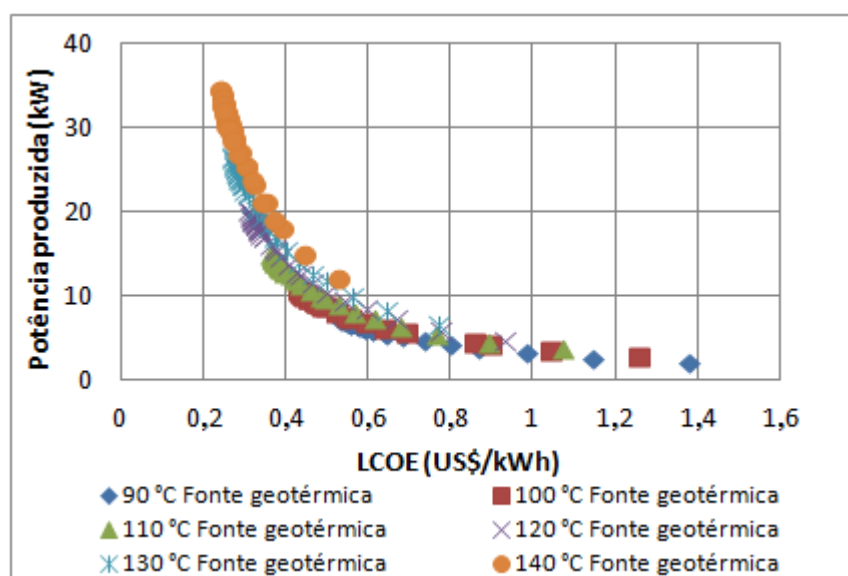


Figura 4- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **I-Butano** como fluido de trabalho.

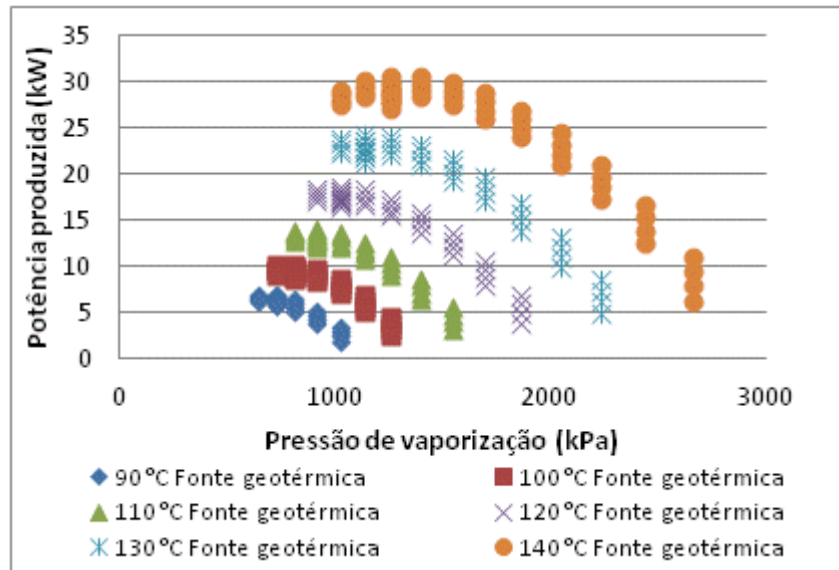


Figura 5- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **n-Butano** como fluido de trabalho.

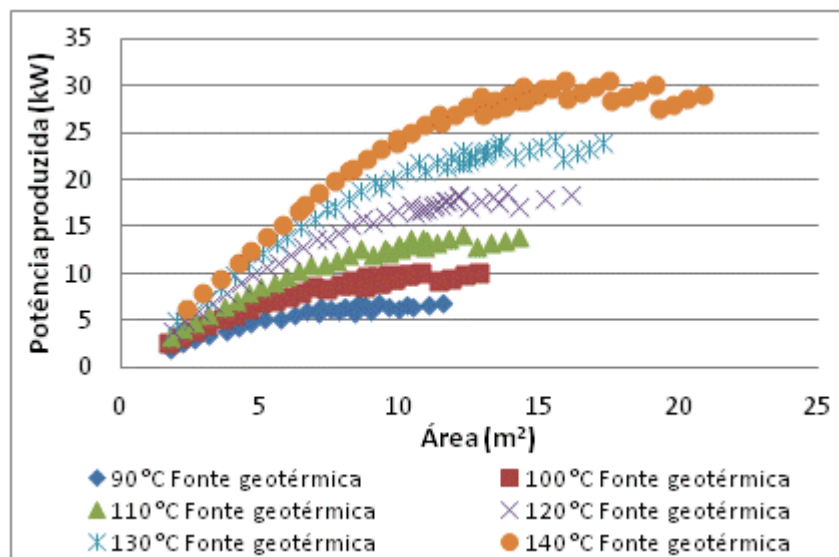


Figura 6- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **n-Butano** como fluido de trabalho.

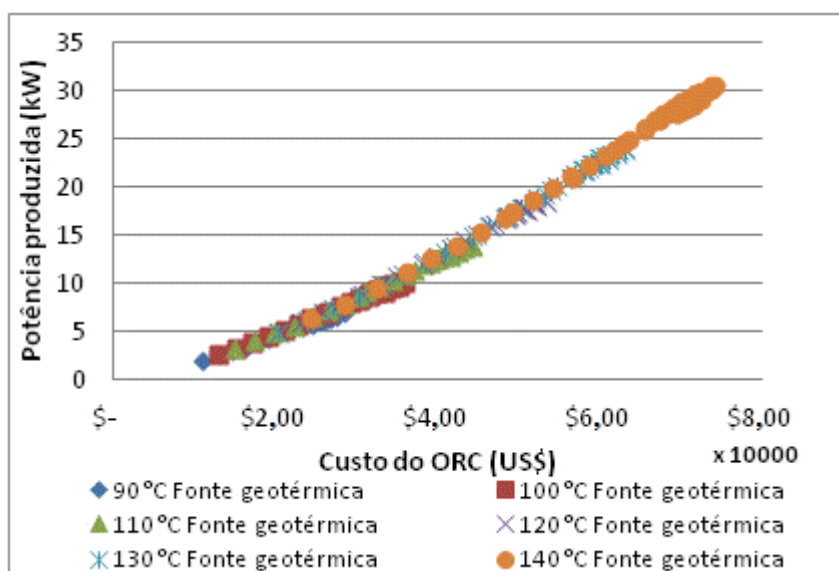


Figura 7- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **n-Butano** como fluido de trabalho.

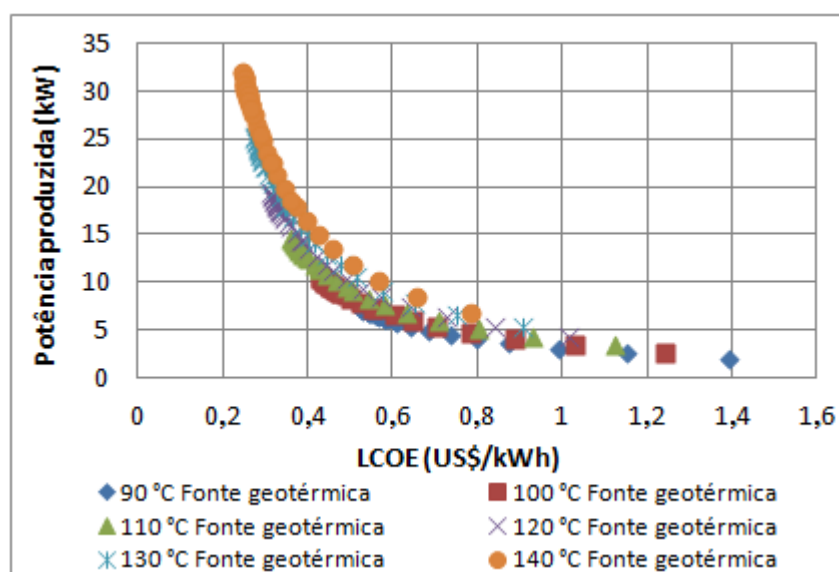


Figura 8- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **n-Butano** como fluido de trabalho.

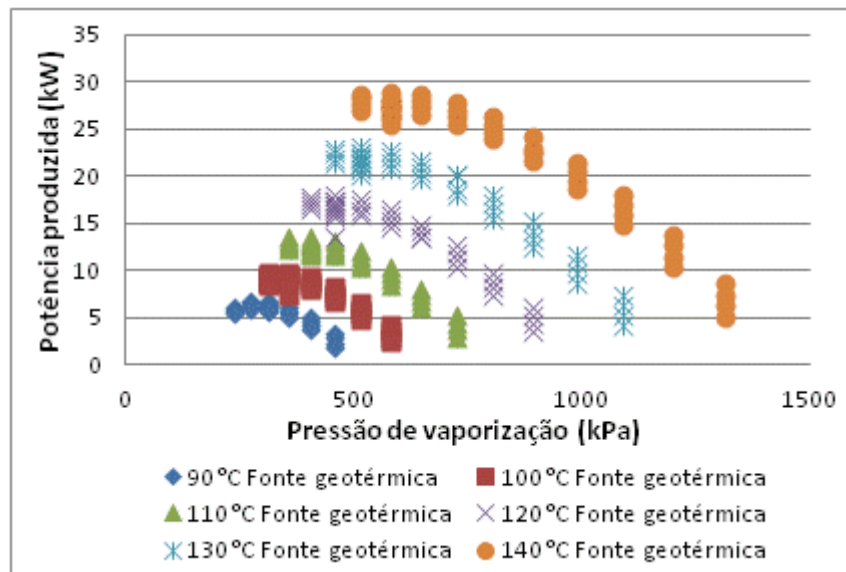


Figura 9- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **I-Pentano** como fluido de trabalho.

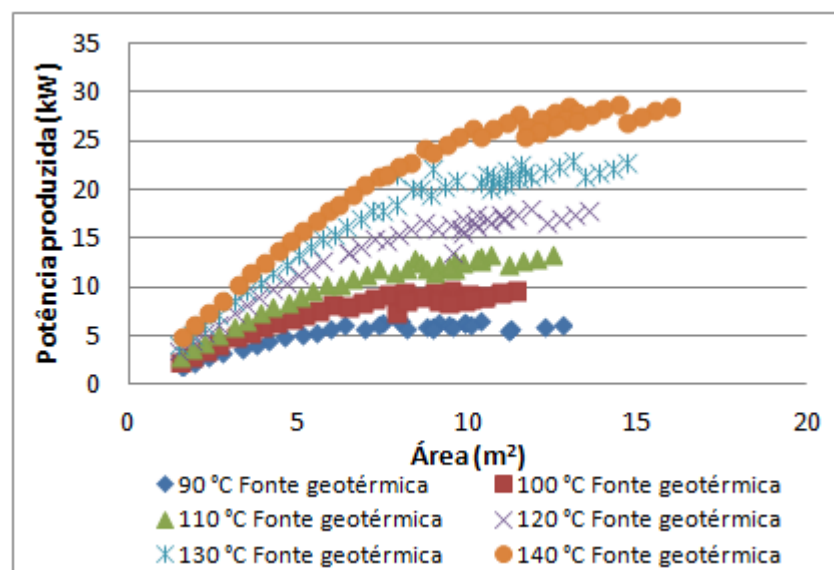


Figura 10- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **I-Pentano** como fluido de trabalho.

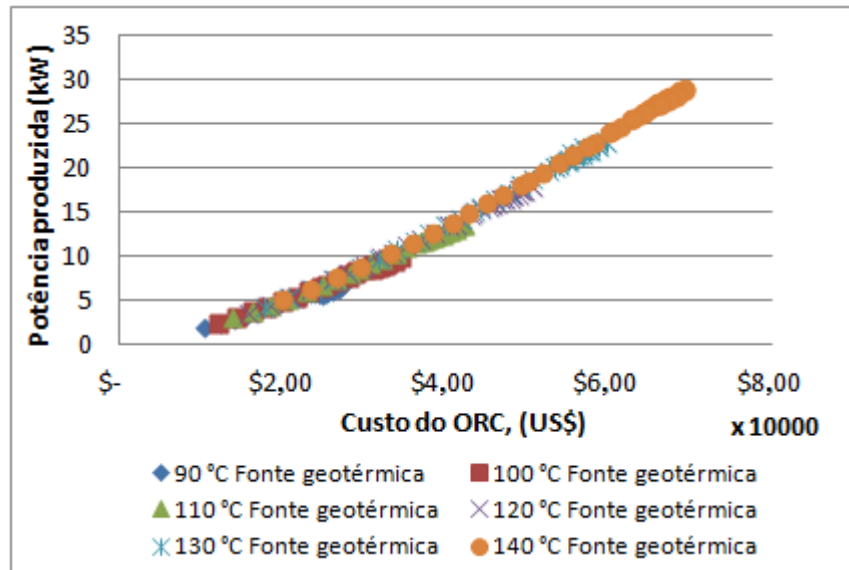


Figura 11- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **I-Pentano** como fluido de trabalho.

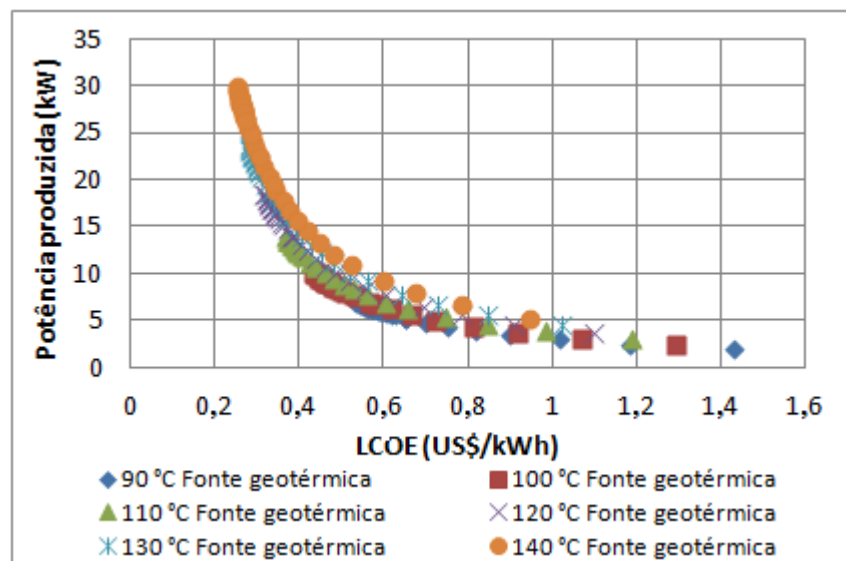


Figura 12- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **I-Pentano** como fluido de trabalho.

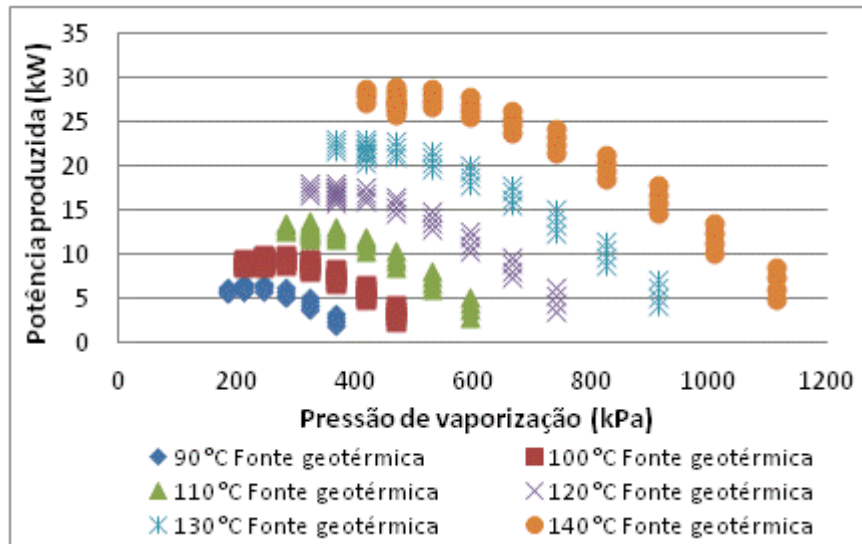


Figura 13- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **n-Pentano** como fluido de trabalho.

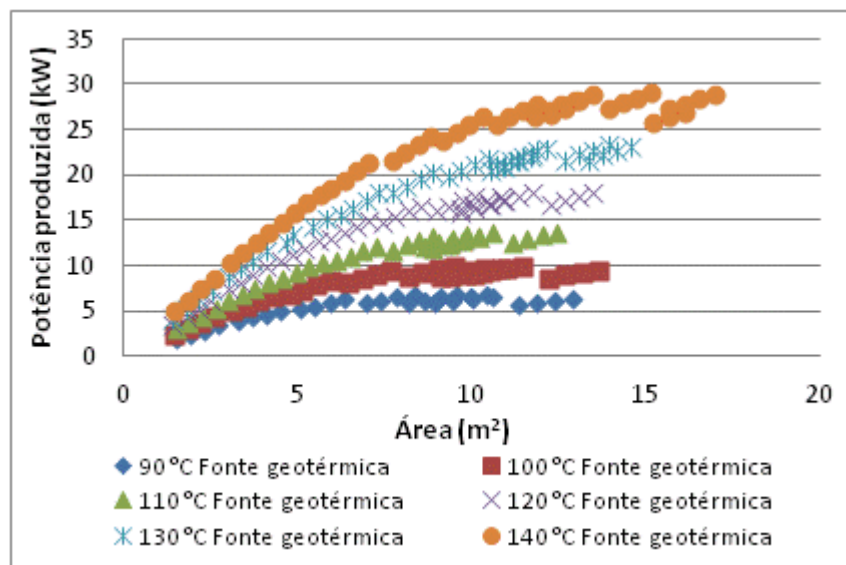


Figura 14- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **n-Pentano** como fluido de trabalho.

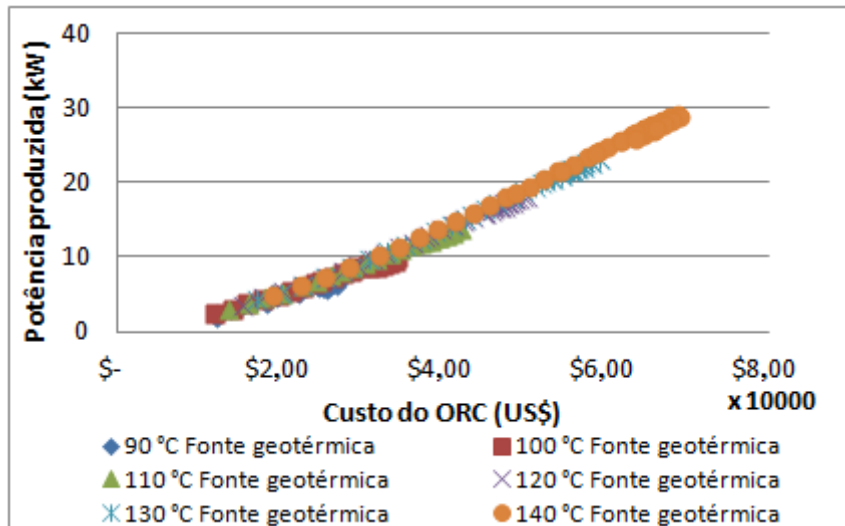


Figura 15- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **n-Pentano** como fluido de trabalho.

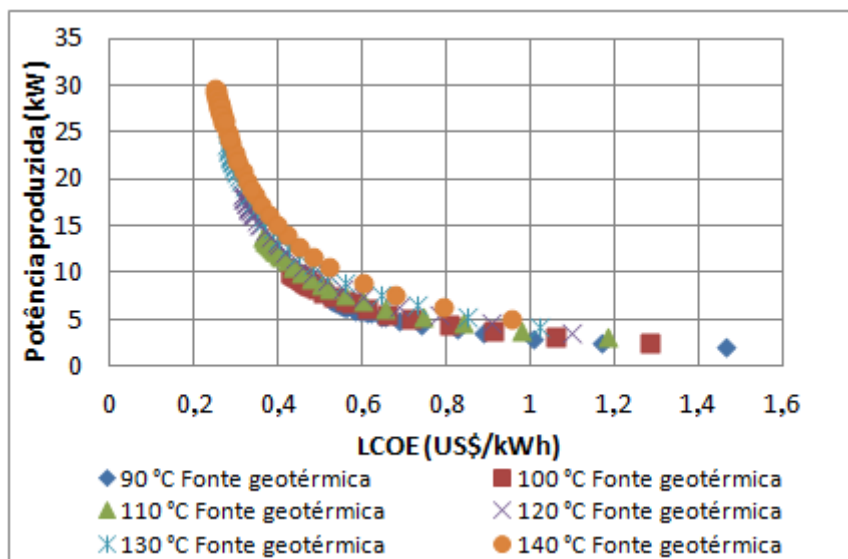


Figura 16- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **n-Pentano** como fluido de trabalho.

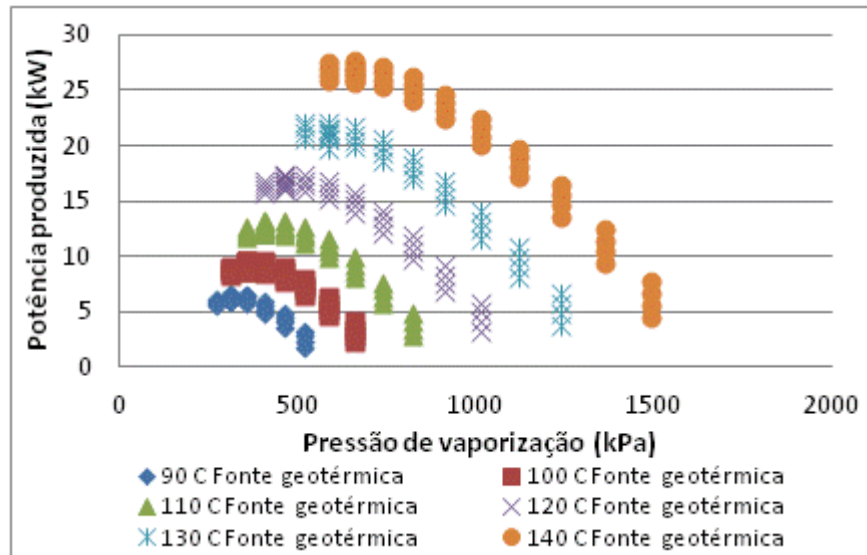


Figura 17- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-11** como fluido de trabalho.

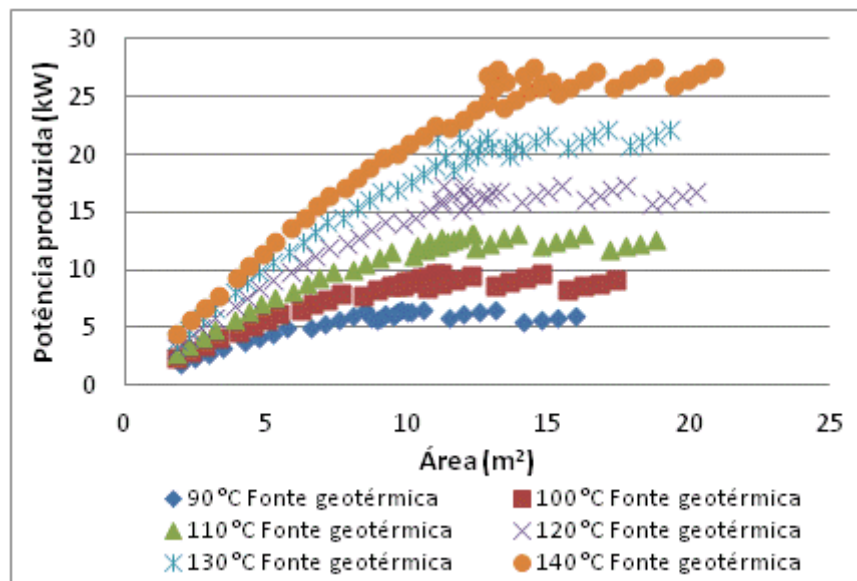


Figura 18- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-11** como fluido de trabalho.

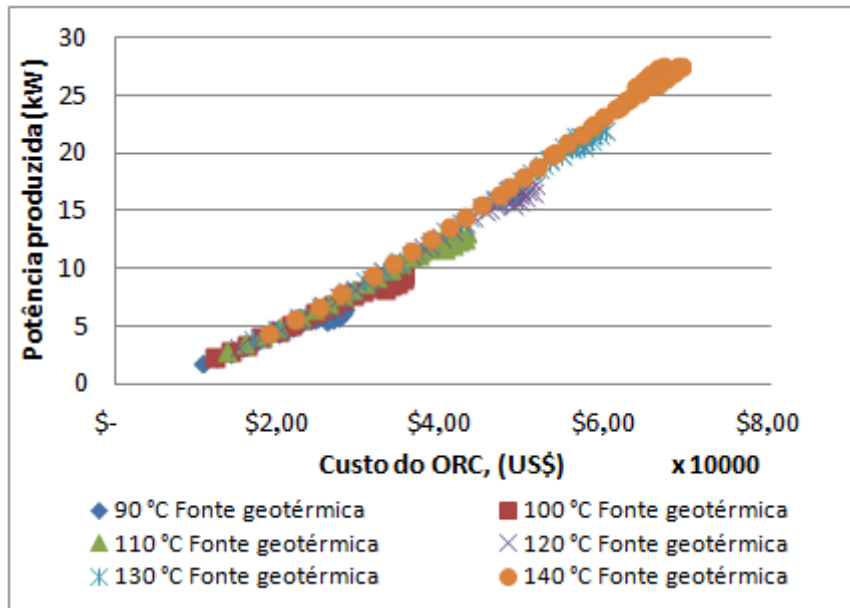


Figura 19- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-11** como fluido de trabalho.

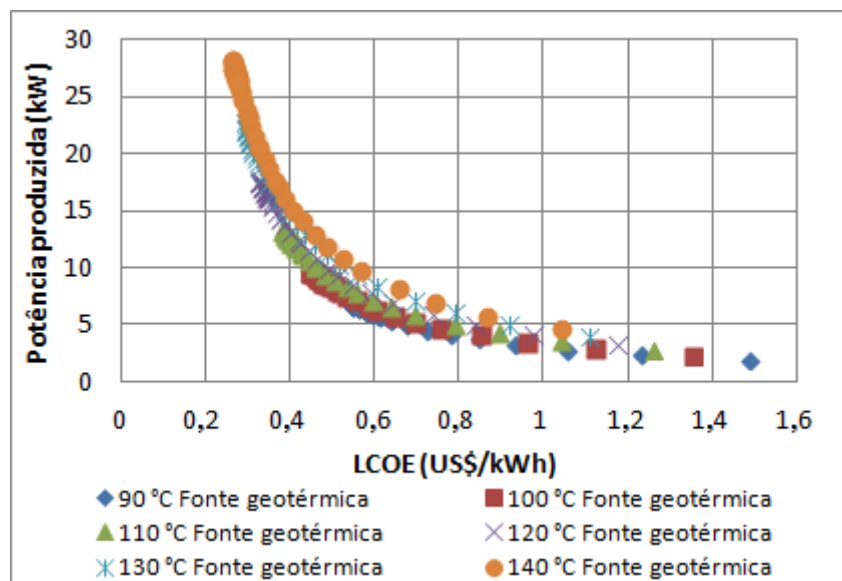


Figura 20- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-11** como fluido de trabalho.

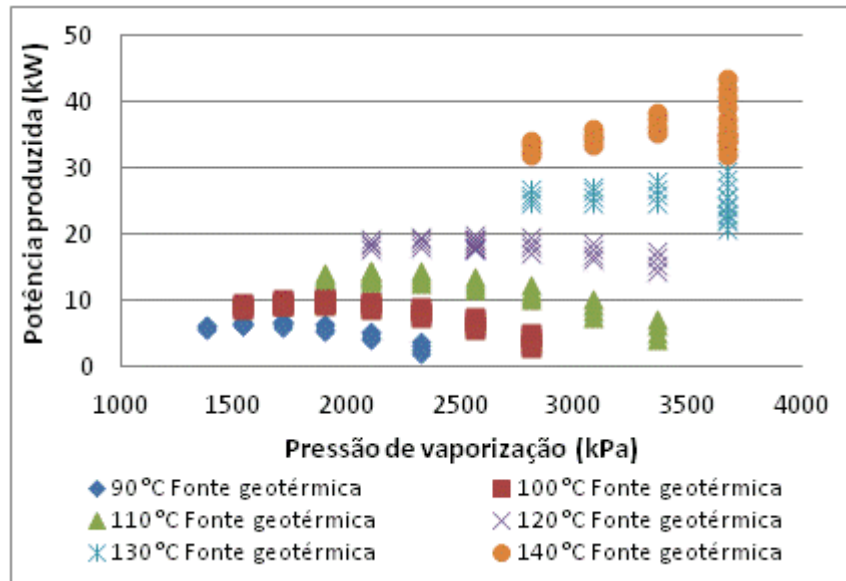


Figura 21- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-12** como fluido de trabalho.

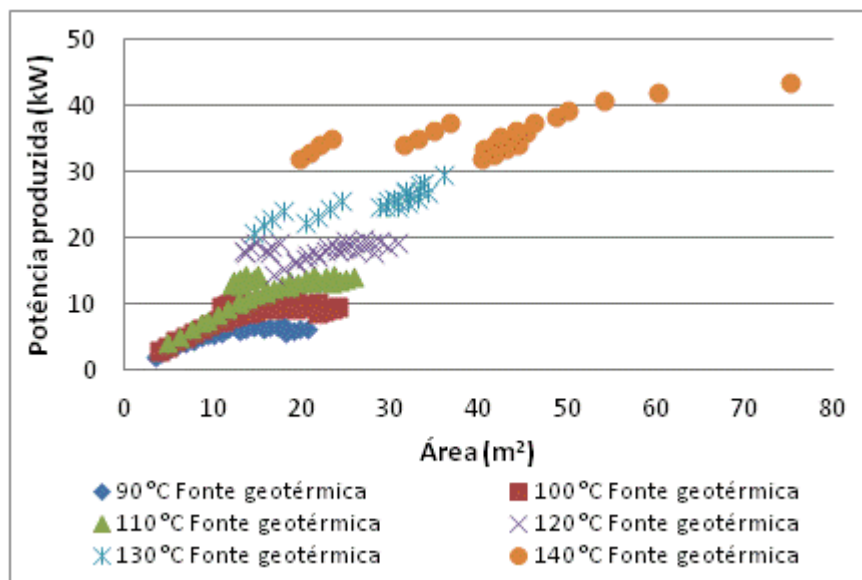


Figura 22- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-12** como fluido de trabalho.

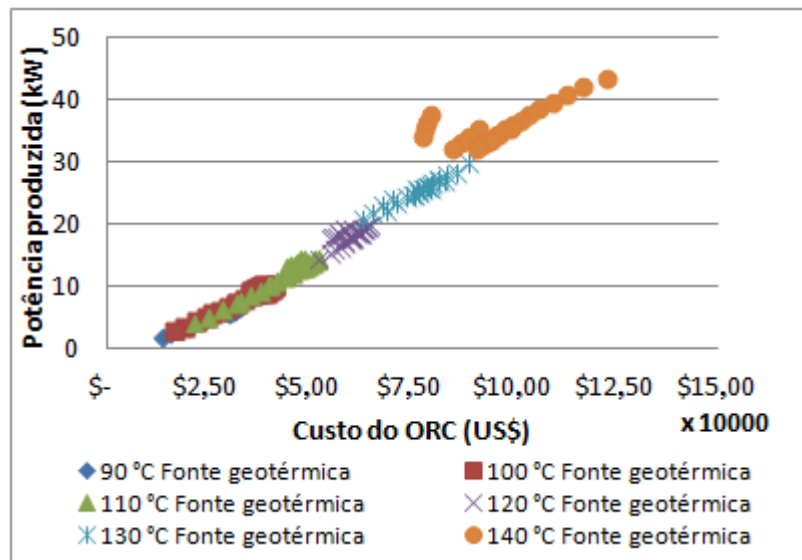


Figura 23- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-12** como fluido de trabalho.

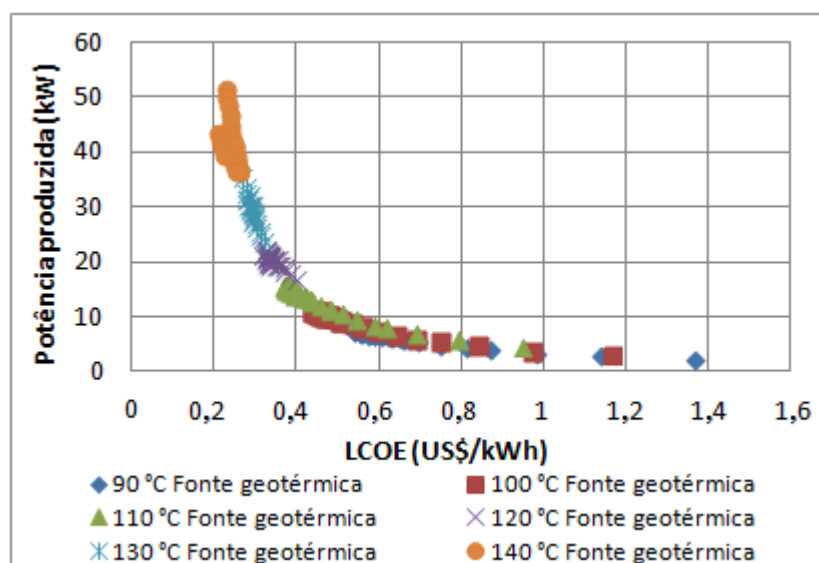


Figura 24- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-12** como fluido de trabalho.

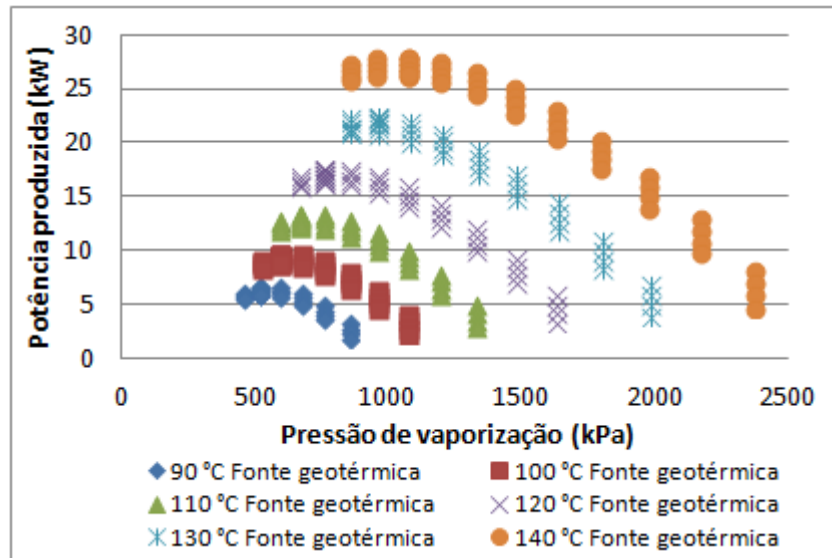


Figura 25- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-21** como fluido de trabalho.

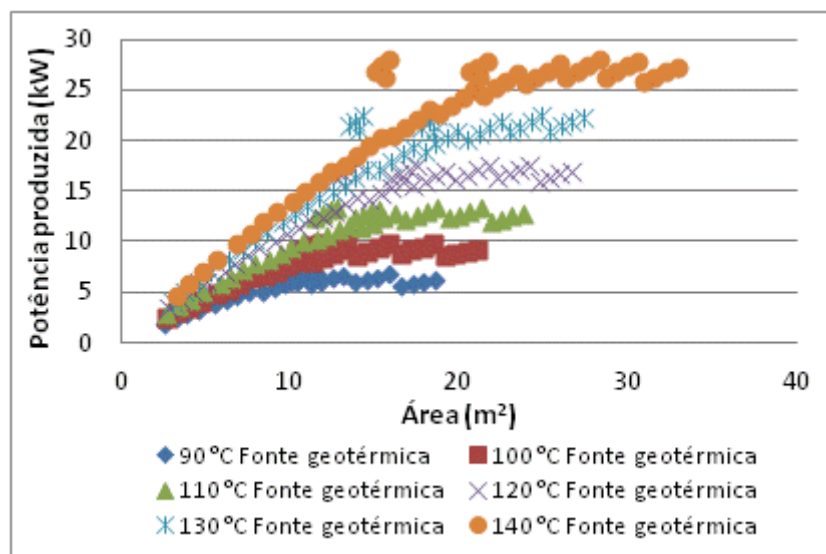


Figura 26- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-21** como fluido de trabalho.

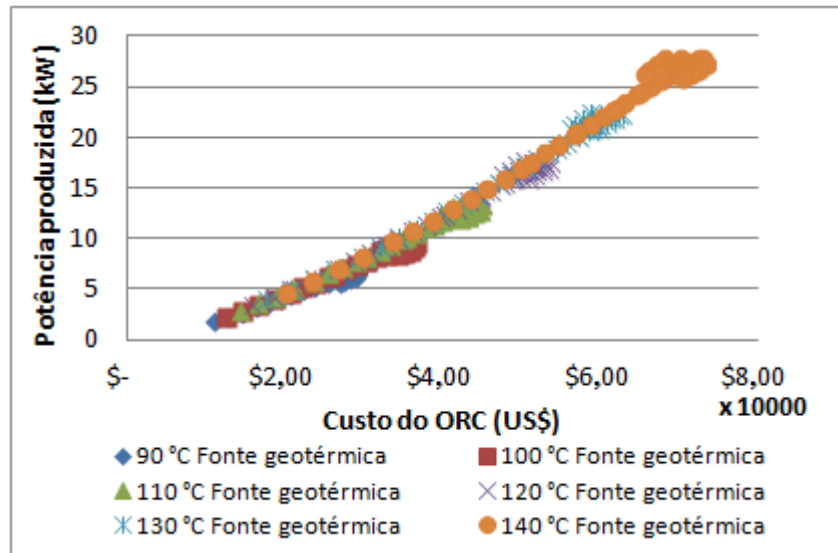


Figura 27- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-21** como fluido de trabalho.

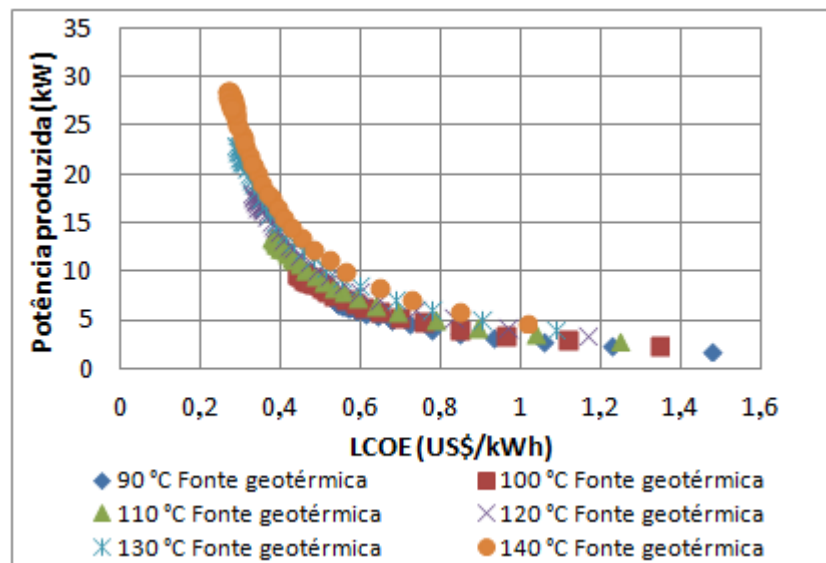


Figura 28- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-21** como fluido de trabalho.

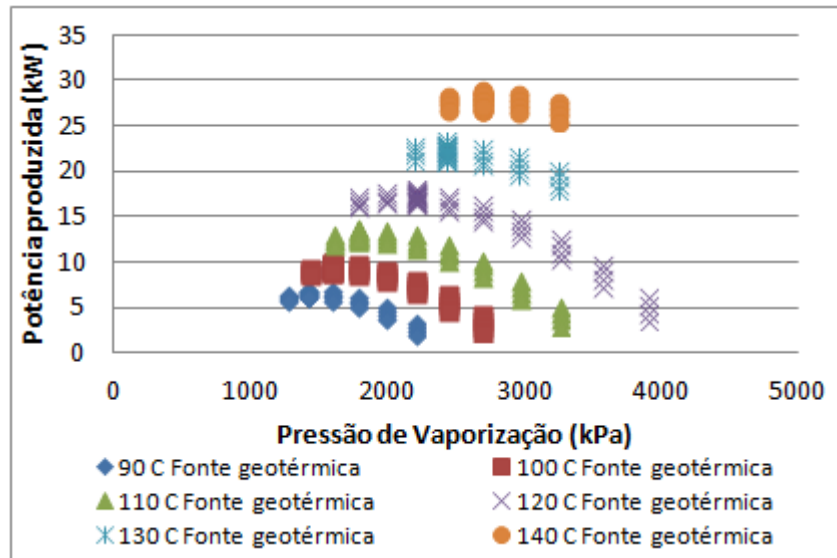


Figura 29- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-40** como fluido de trabalho.

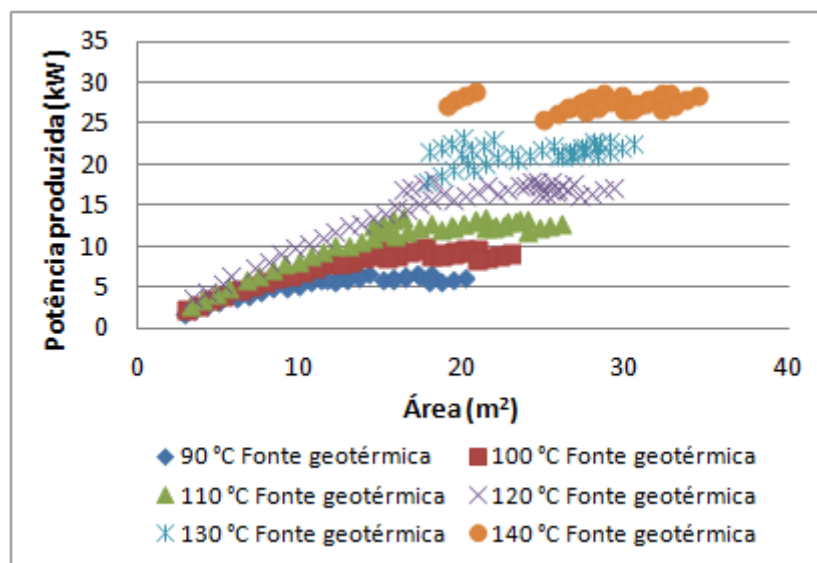


Figura 30- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-40** como fluido de trabalho.

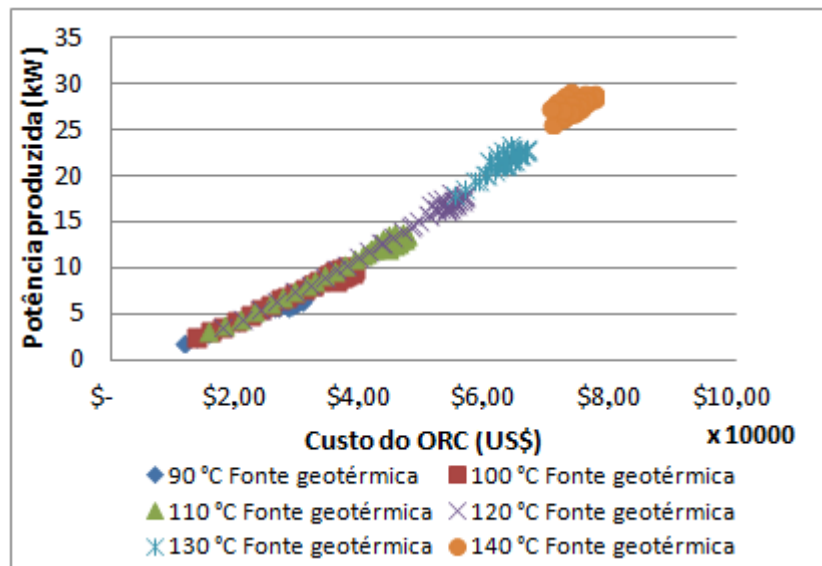


Figura 31- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-40** como fluido de trabalho.

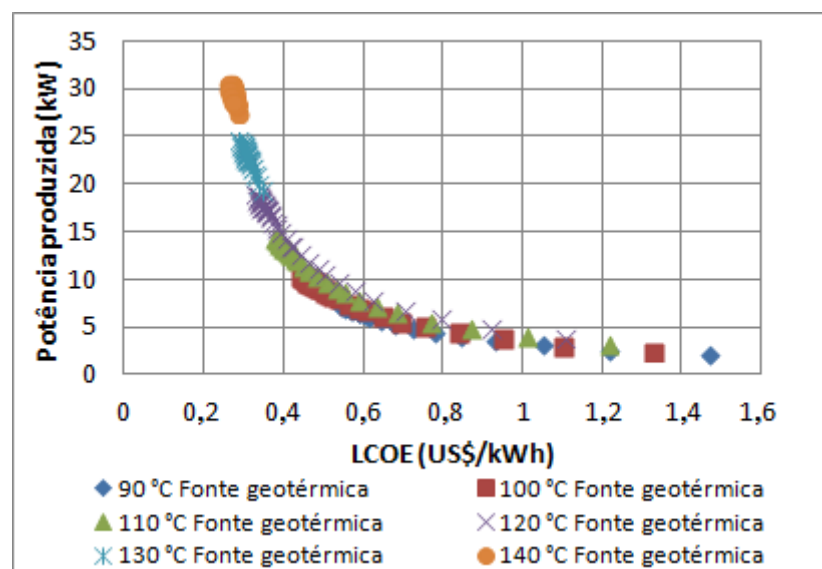


Figura 32- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-40** como fluido de trabalho.

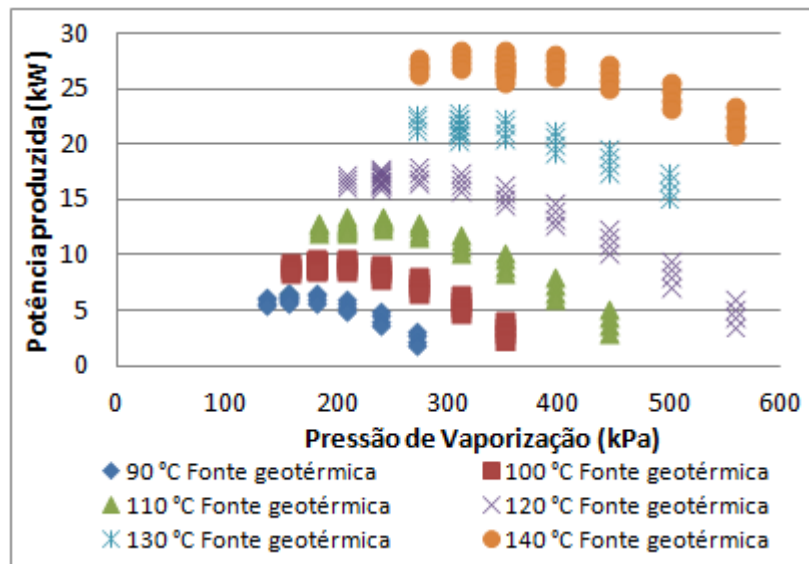


Figura 33- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-113** como fluido de trabalho.

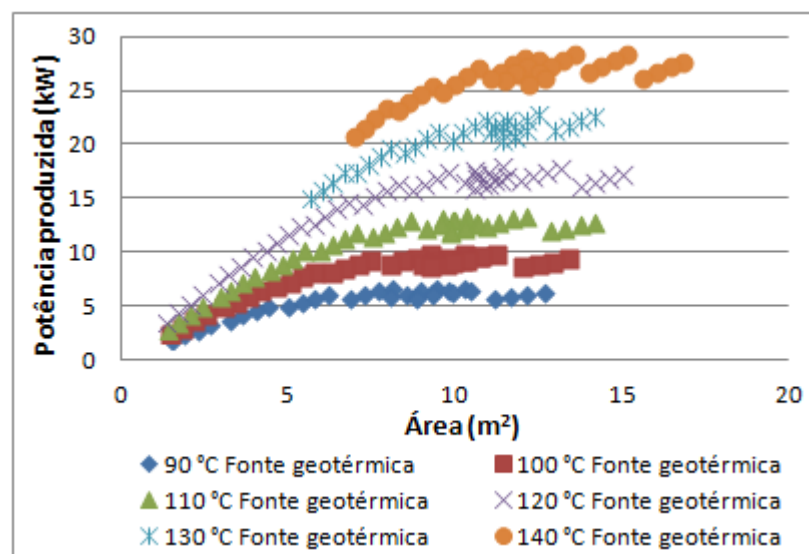


Figura 34- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-113** como fluido de trabalho.

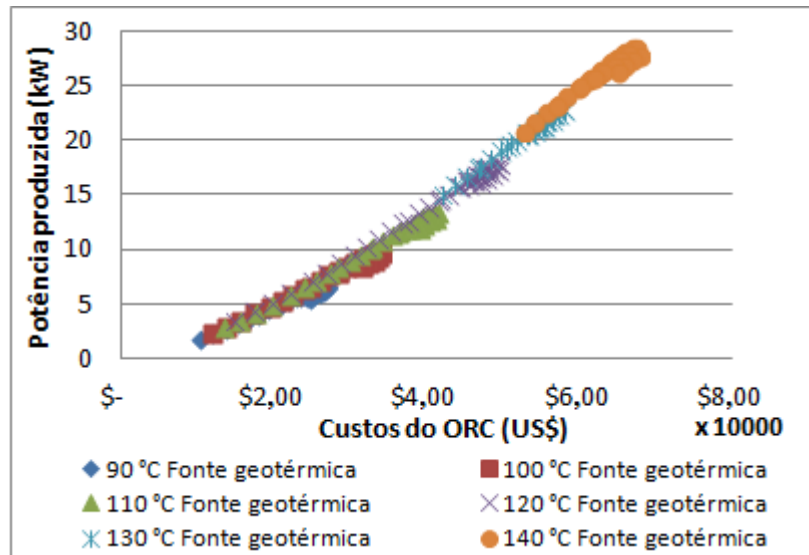


Figura 35- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-113** como fluido de trabalho.

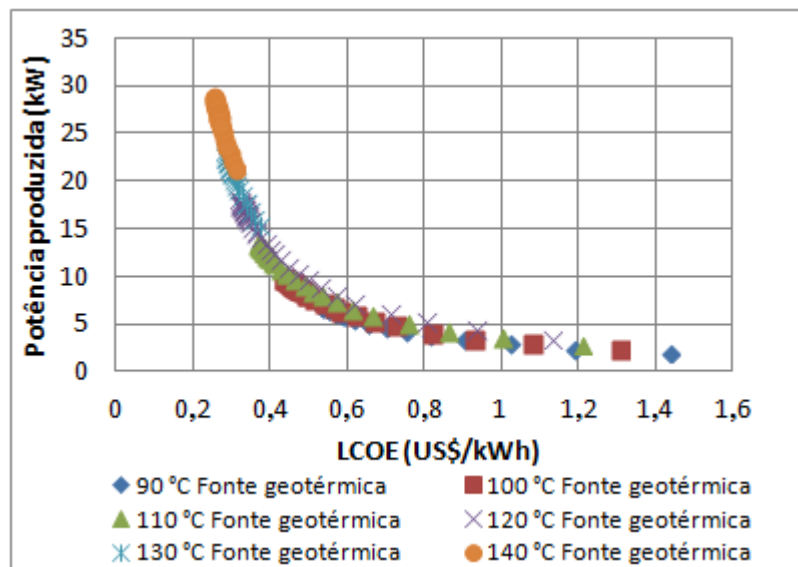


Figura 36- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-113** como fluido de trabalho.

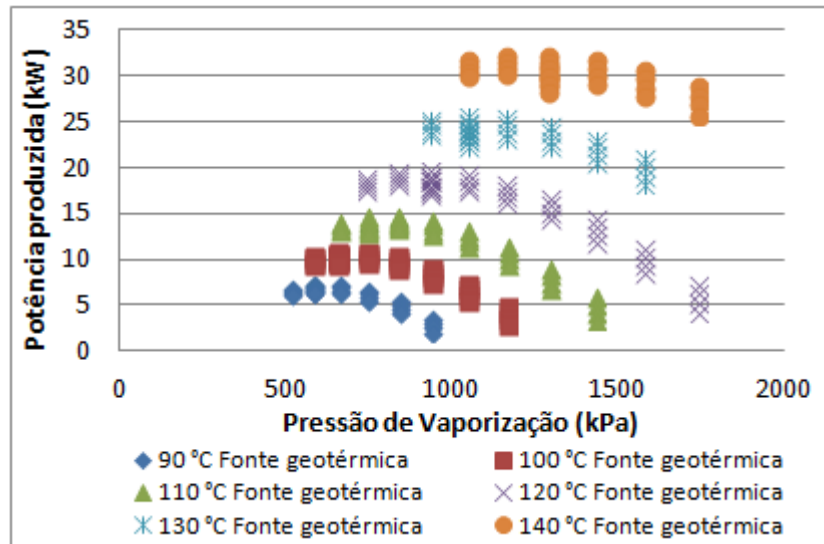


Figura 37- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-114** como fluido de trabalho.

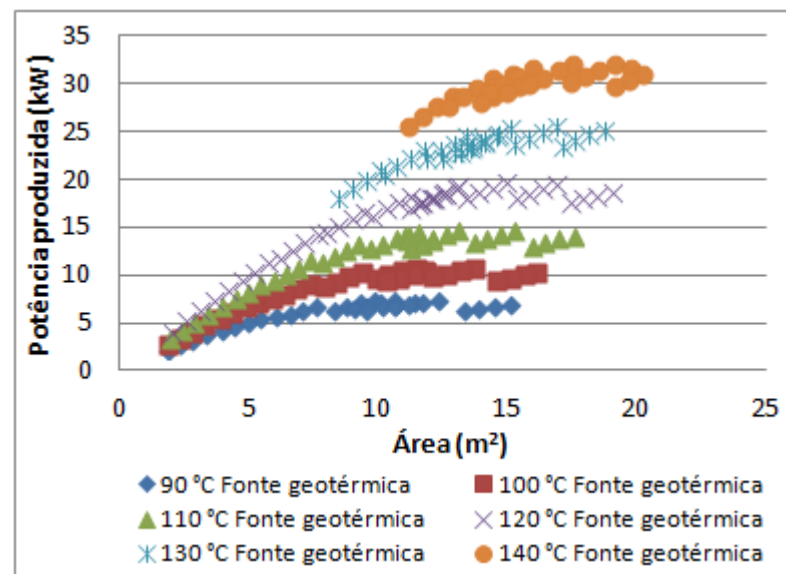


Figura 38- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-114** como fluido de trabalho.

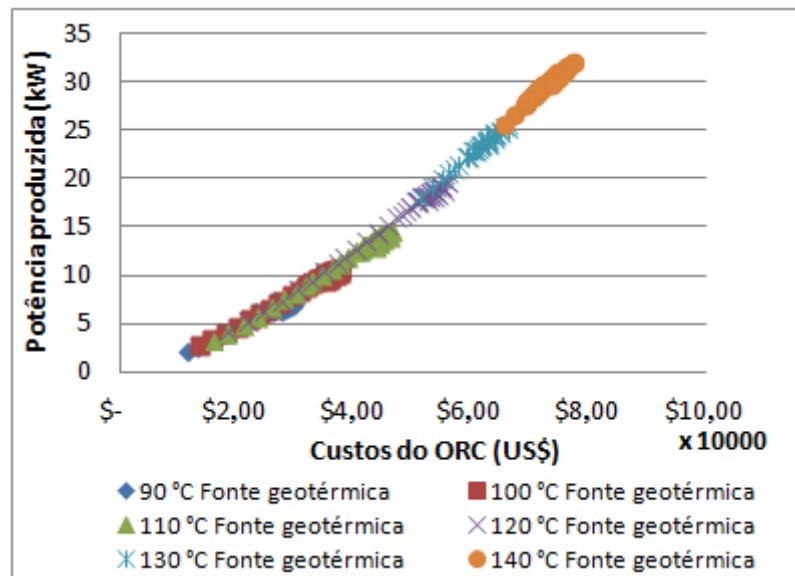


Figura 39- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-114** como fluido de trabalho.

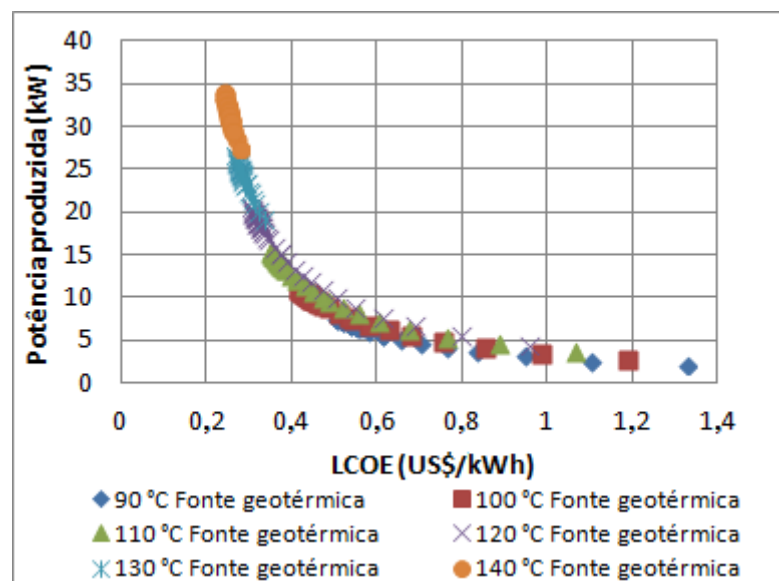


Figura 40- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-114** como fluido de trabalho.

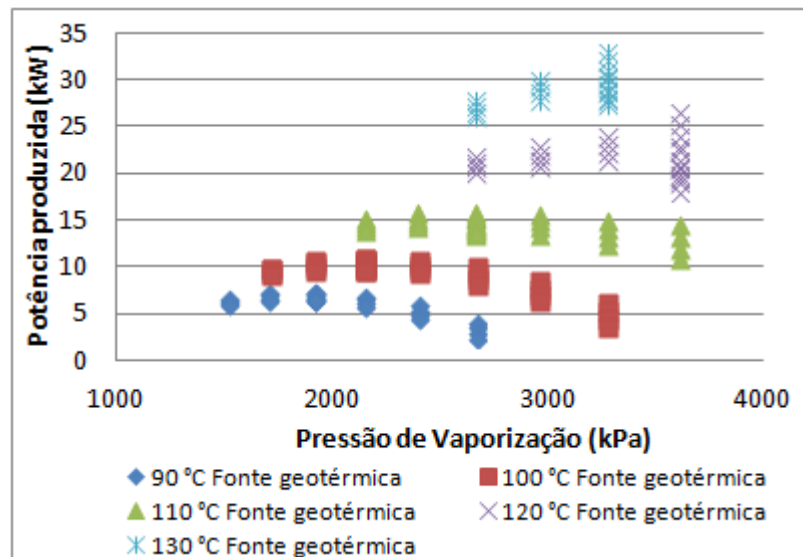


Figura 41- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-134a** como fluido de trabalho.

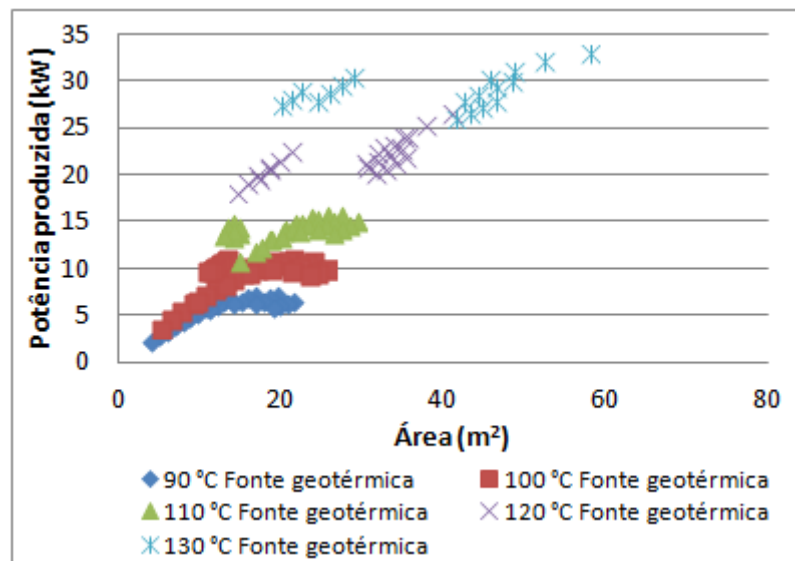


Figura 42- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-134a** como fluido de trabalho.

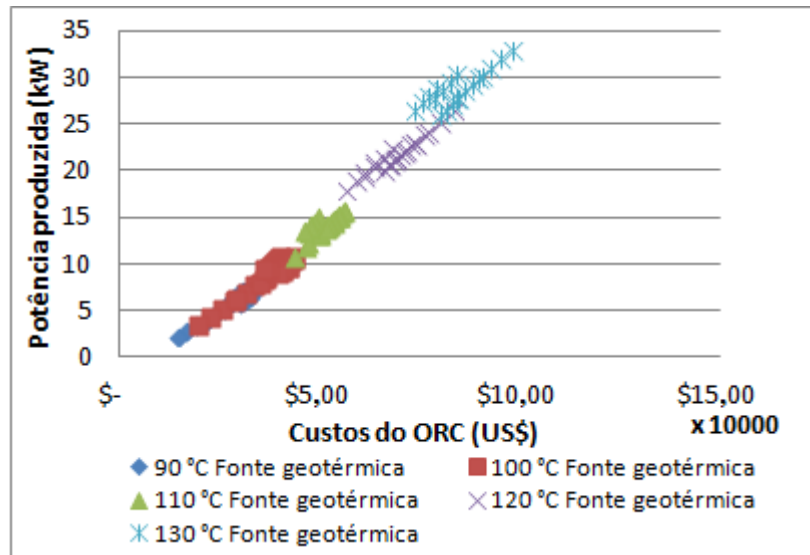


Figura 43- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-134a** como fluido de trabalho.

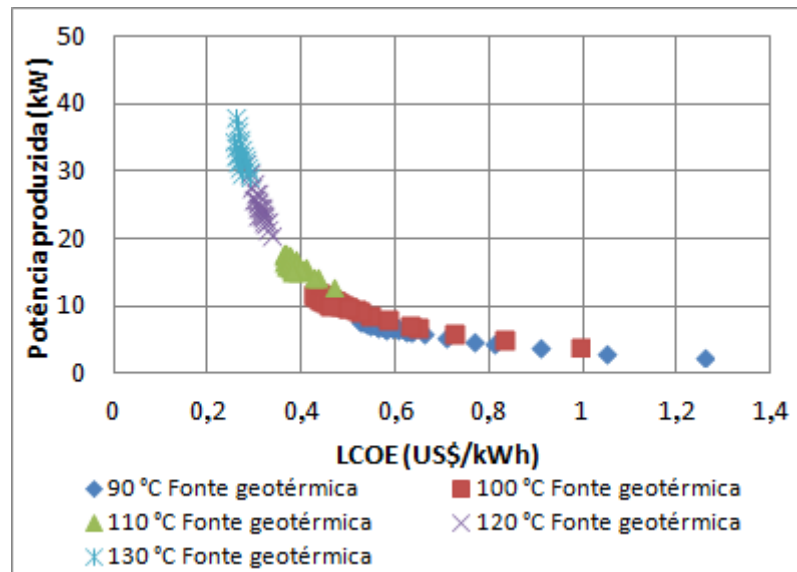


Figura 44- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-134a** como fluido de trabalho.

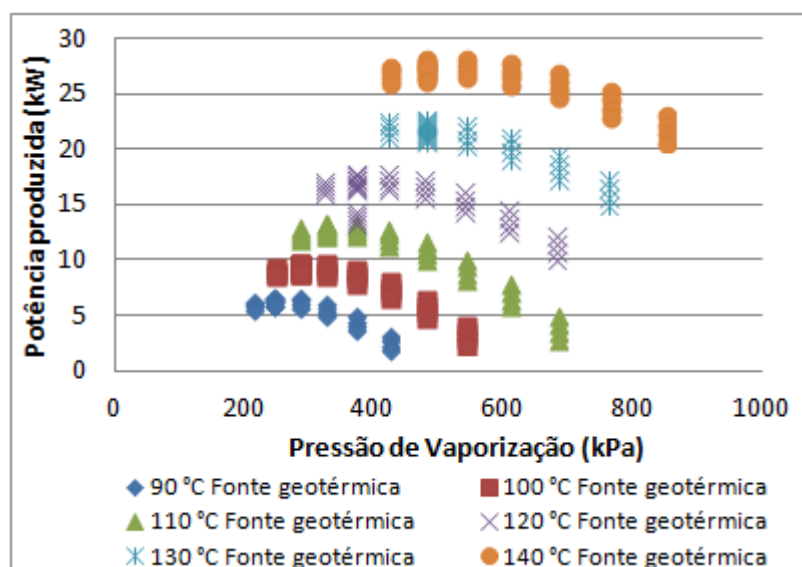


Figura 45- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-141b** como fluido de trabalho.

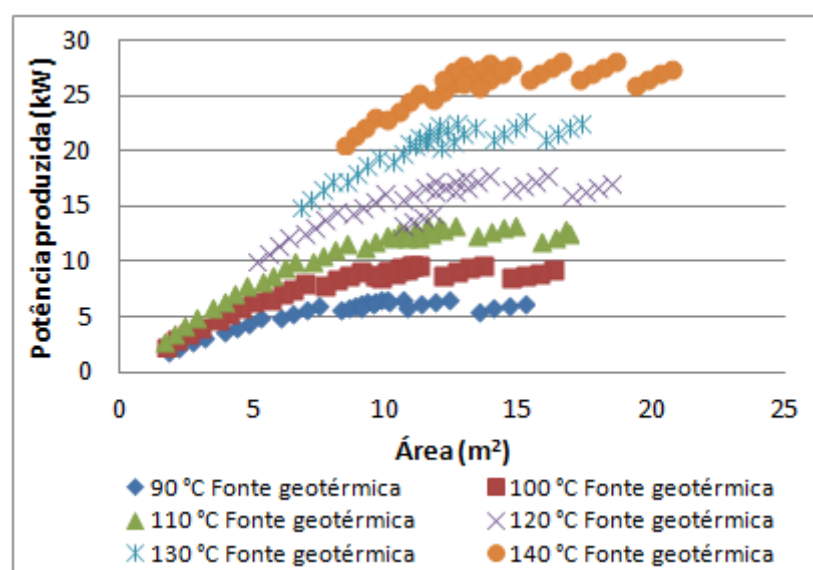


Figura 46- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-141b** como fluido de trabalho.

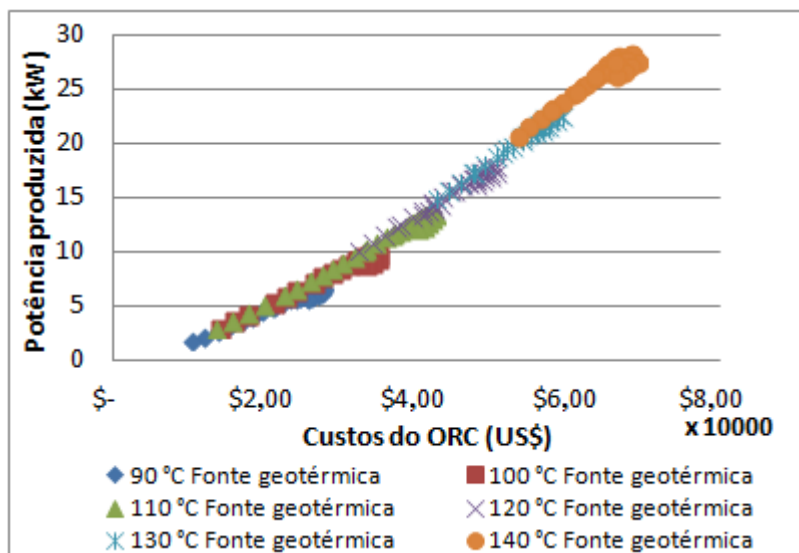


Figura 47- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-141b** como fluido de trabalho.

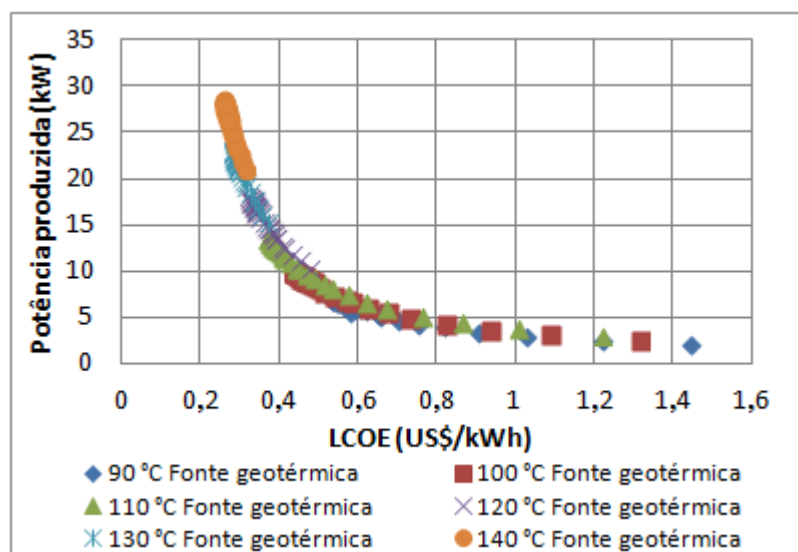


Figura 48- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-141b** como fluido de trabalho.

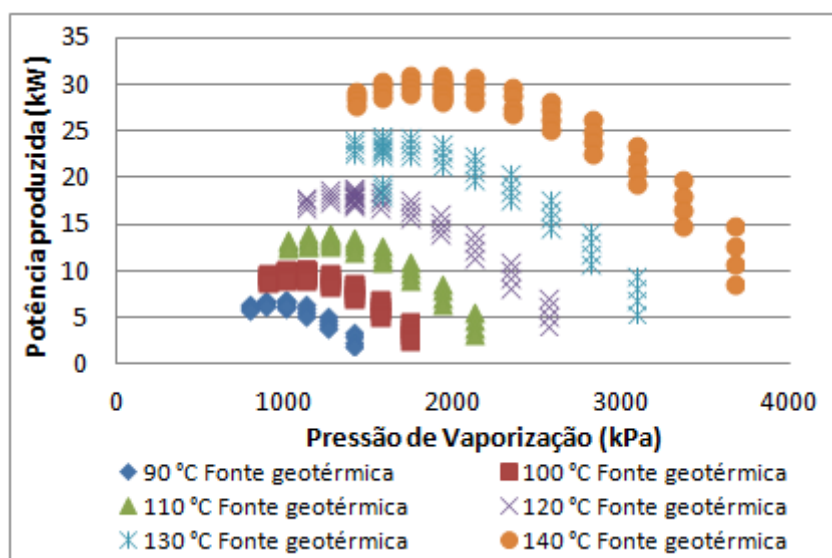


Figura 49- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-142b** como fluido de trabalho.

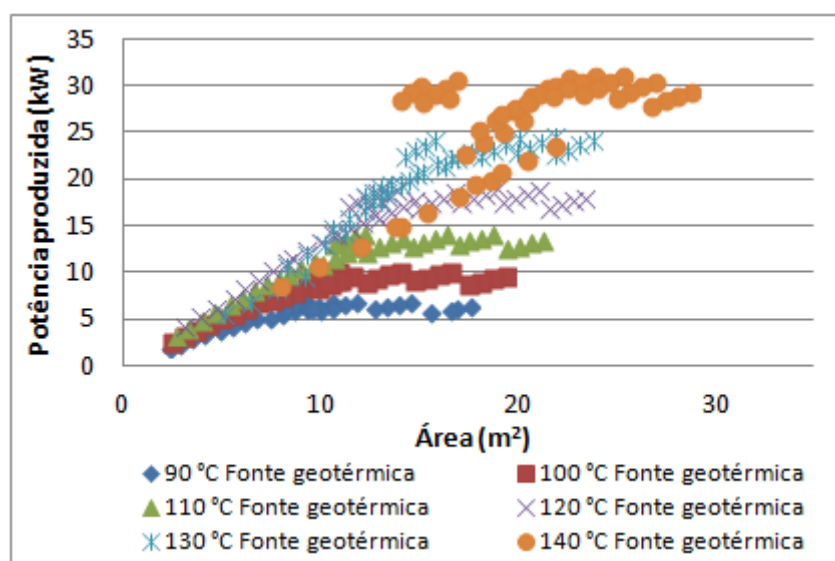


Figura 50- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-142b** como fluido de trabalho.

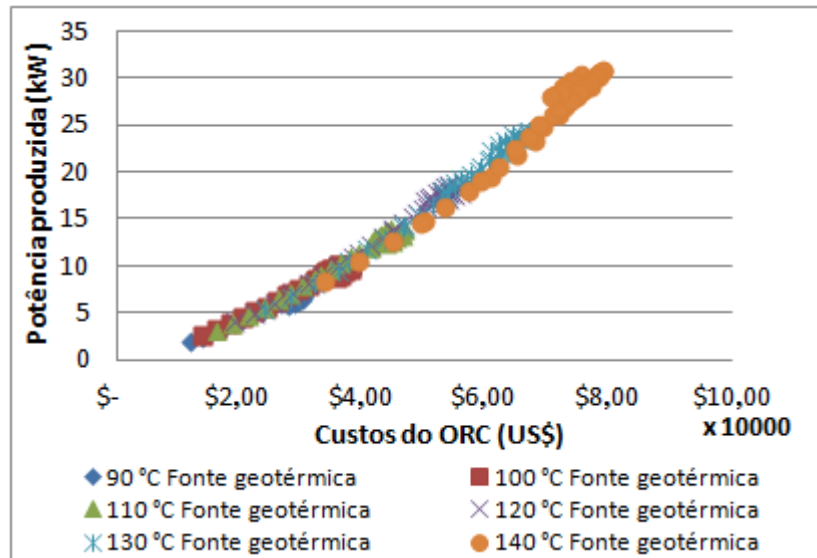


Figura 51- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-142b** como fluido de trabalho.

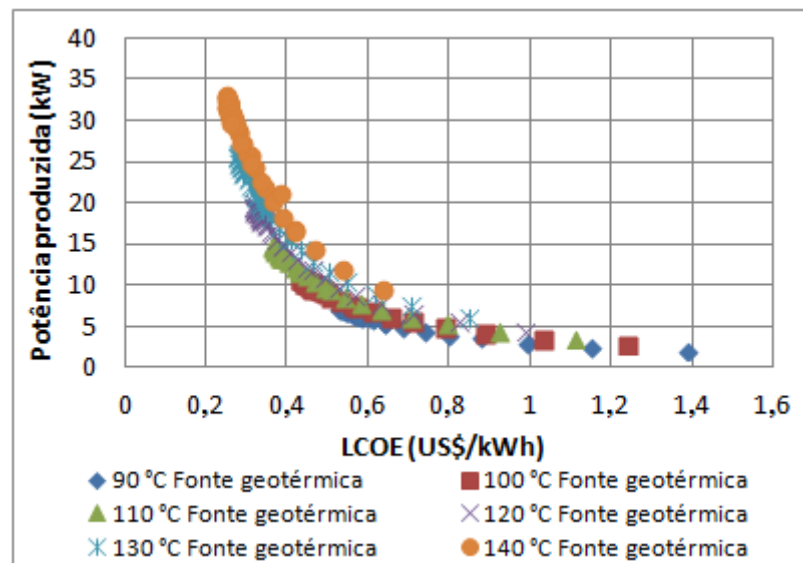


Figura 52- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-142b** como fluido de trabalho.

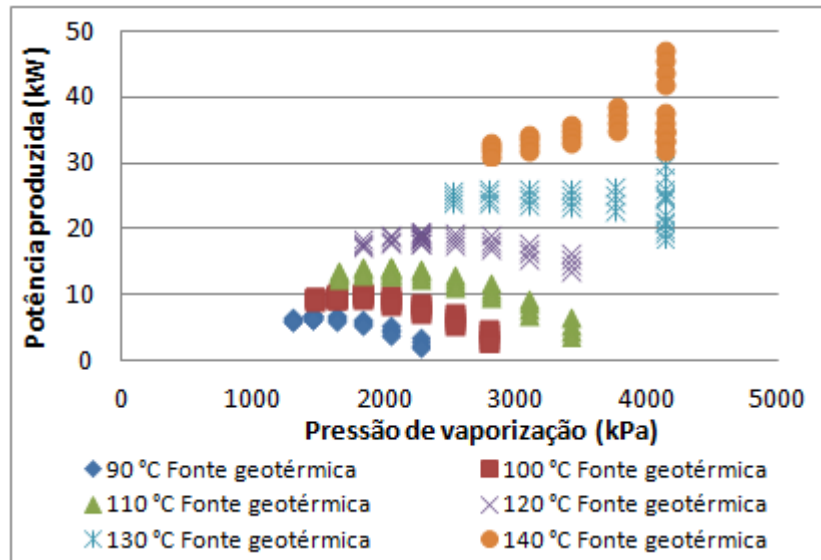


Figura 53- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-152a** como fluido de trabalho.

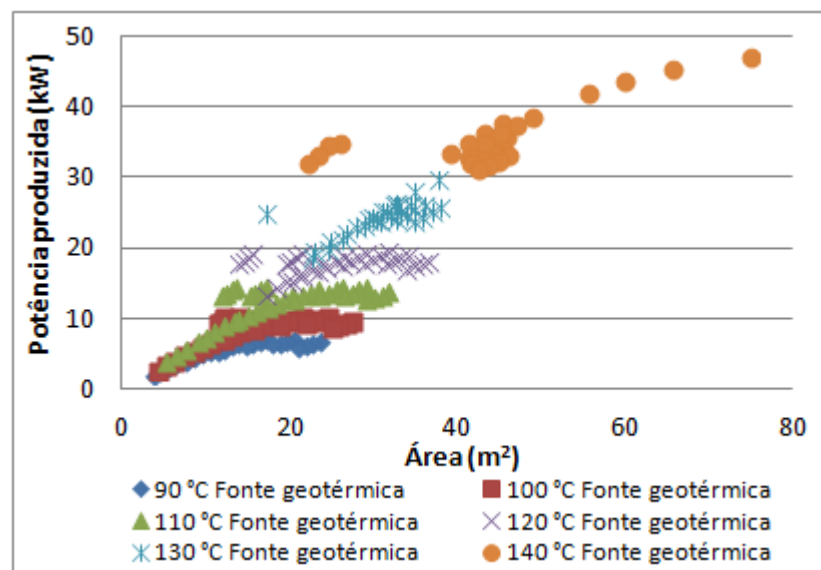


Figura 54- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-152a** como fluido de trabalho.

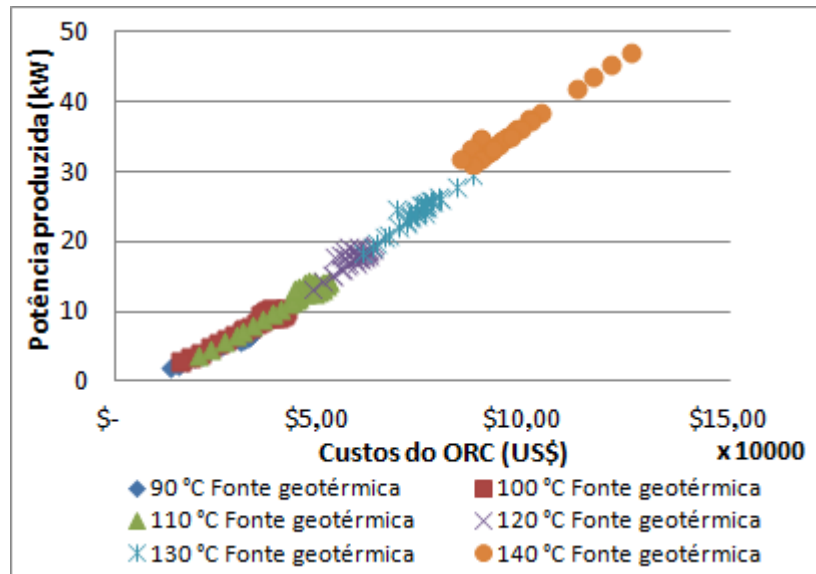


Figura 55- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-152a** como fluido de trabalho.

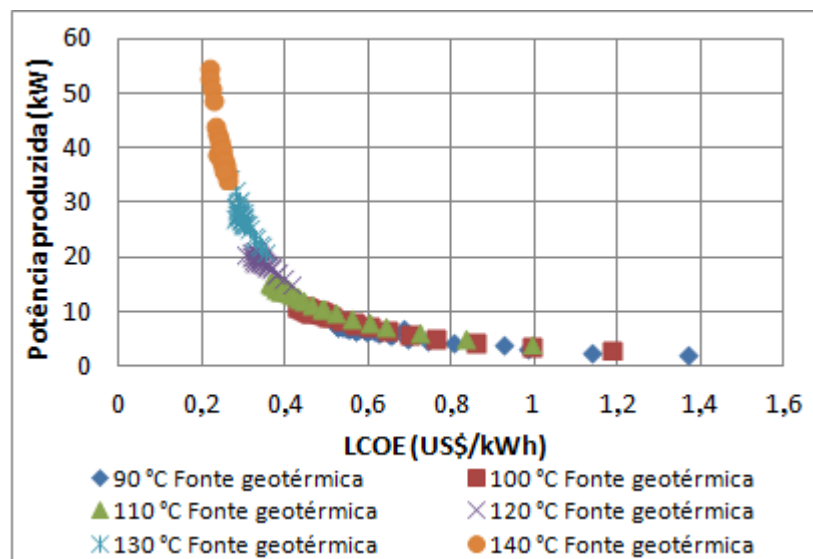


Figura 56- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-152a** como fluido de trabalho.

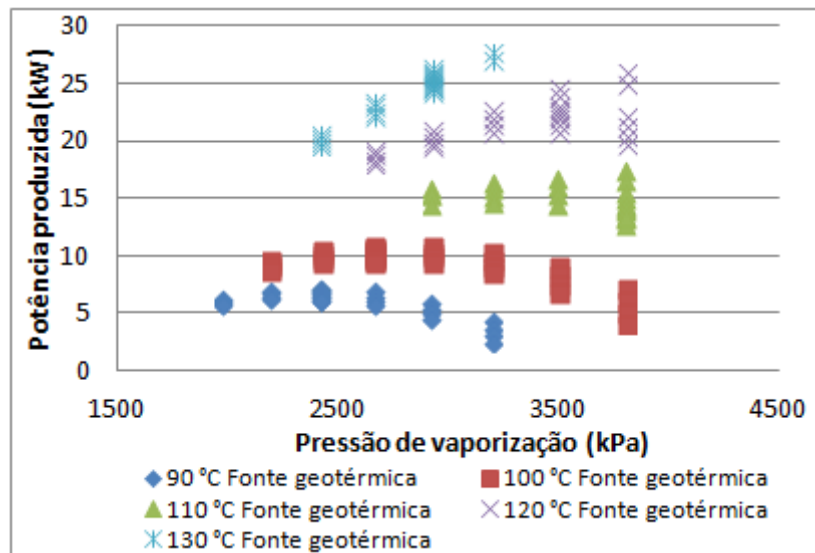


Figura 57- Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando **R-290** como fluido de trabalho.

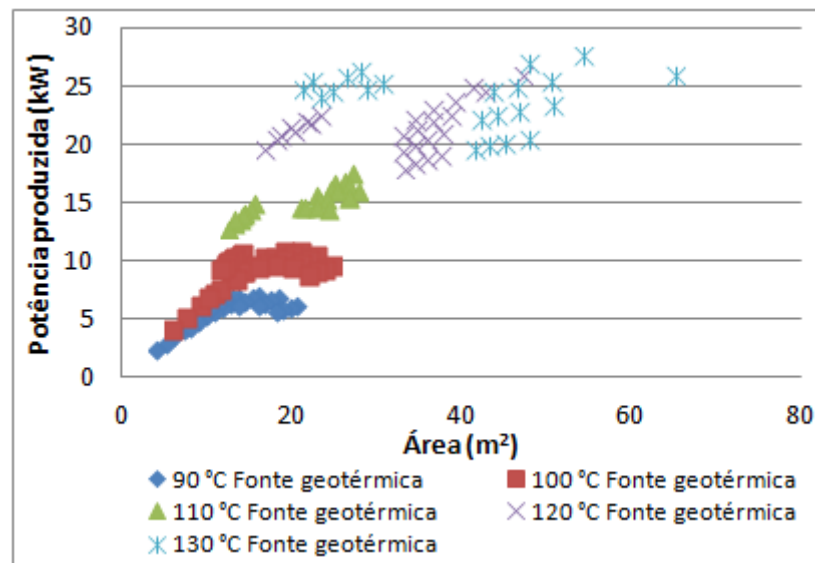


Figura 58- Área de troca de calor para a produção de potência utilizando os diferentes parâmetros de projeto e **R-290** como fluido de trabalho.

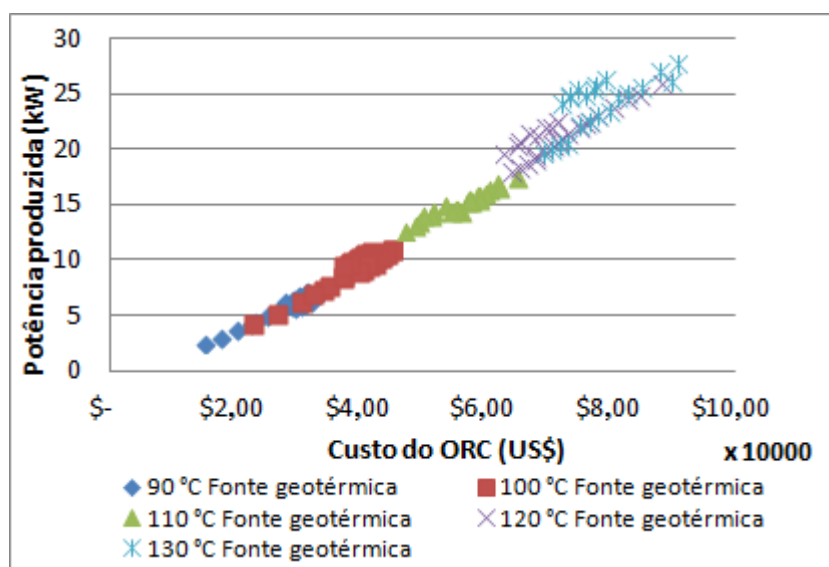


Figura 59- Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-290** como fluido de trabalho.

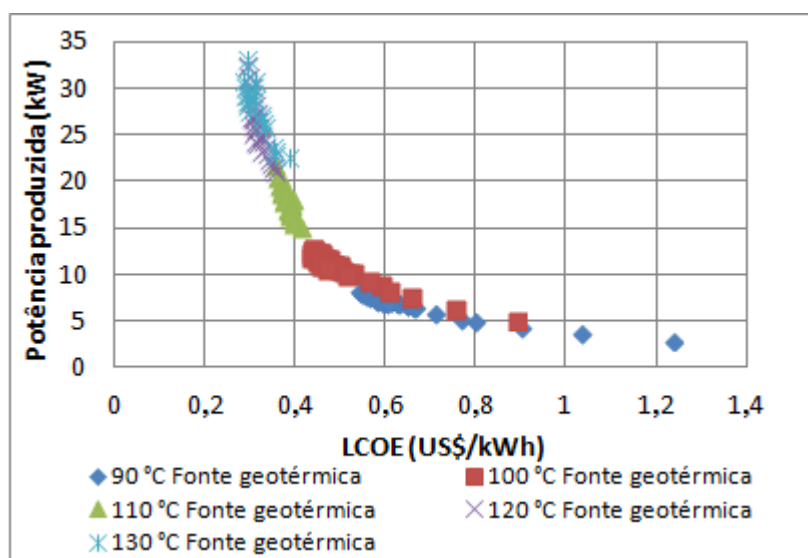


Figura 60- Valores do LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e **R-290** como fluido de trabalho.

**APÊNDICE D - Análise paramétrica do sistema Kalina
para as diferentes condições operacionais**

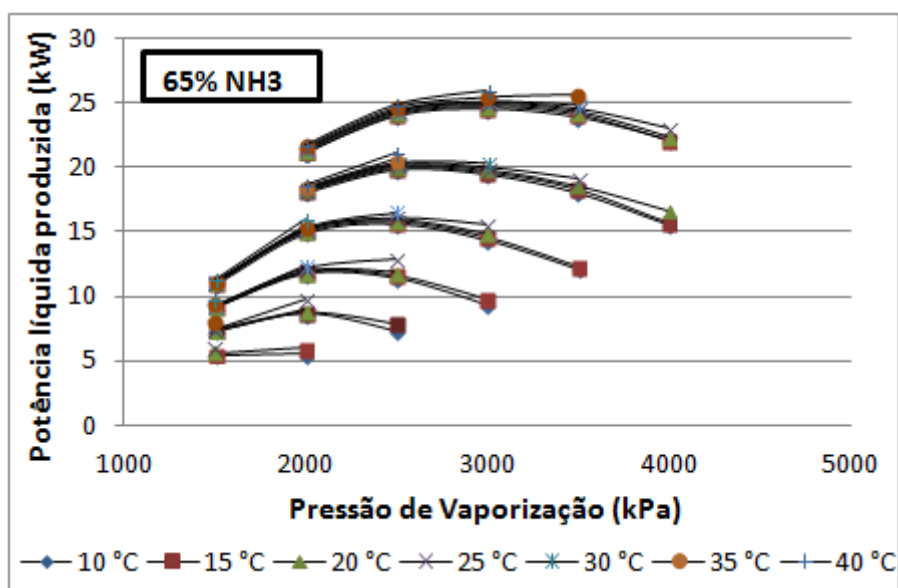


Figura 1. Variação da pressão de vaporização para diferentes TTD e temperatura da fonte geotérmica utilizando uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

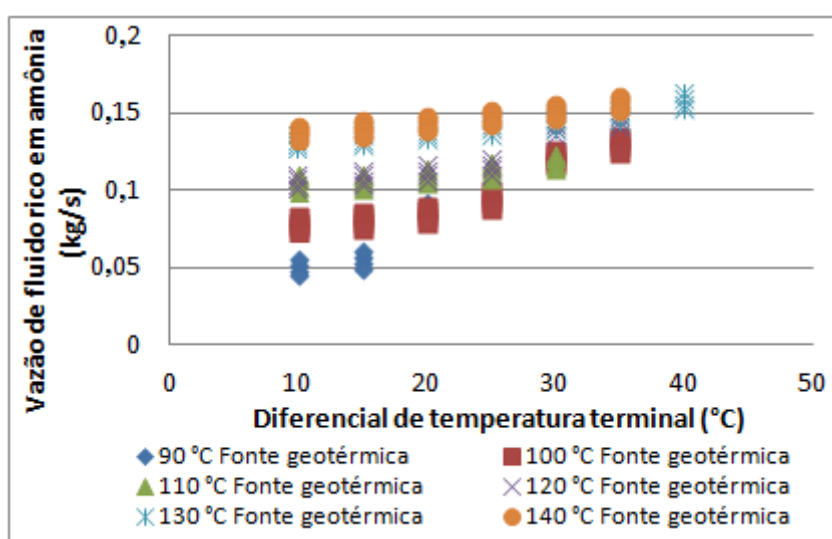


Figura 2- Variação da vazão mássica de vapor utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

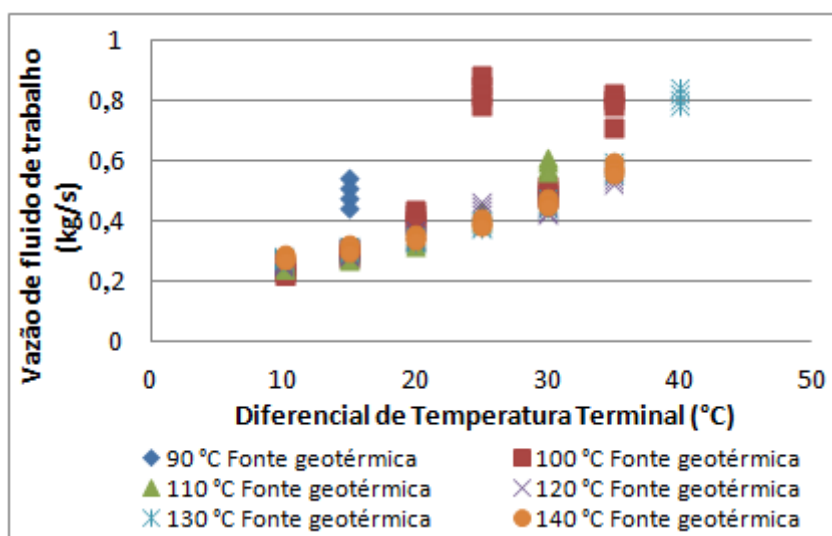


Figura 3- Variação da vazão mássica de fluido de trabalho utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

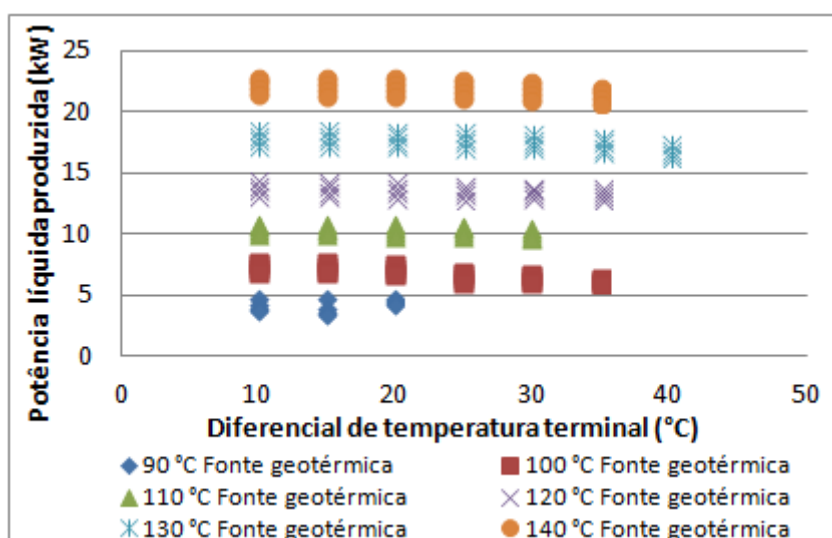


Figura 4 - Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

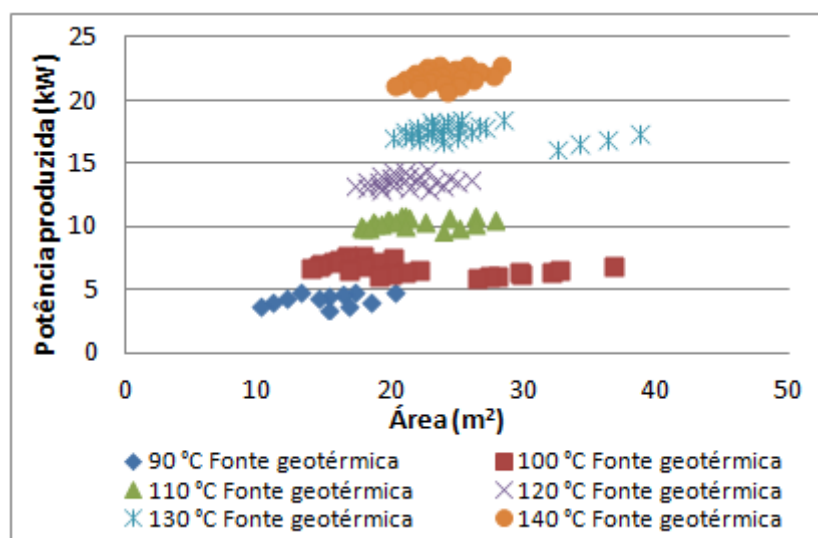


Figura 5 – Área de troca de calor para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

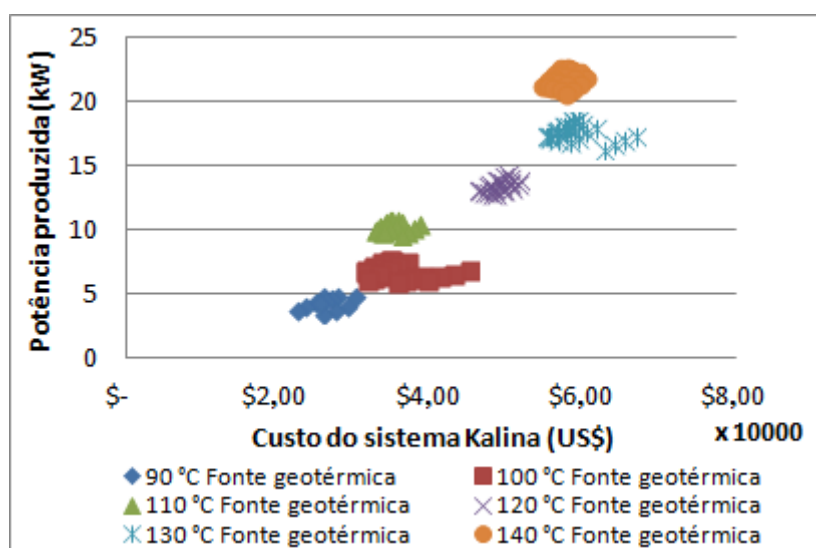


Figura 6 – Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

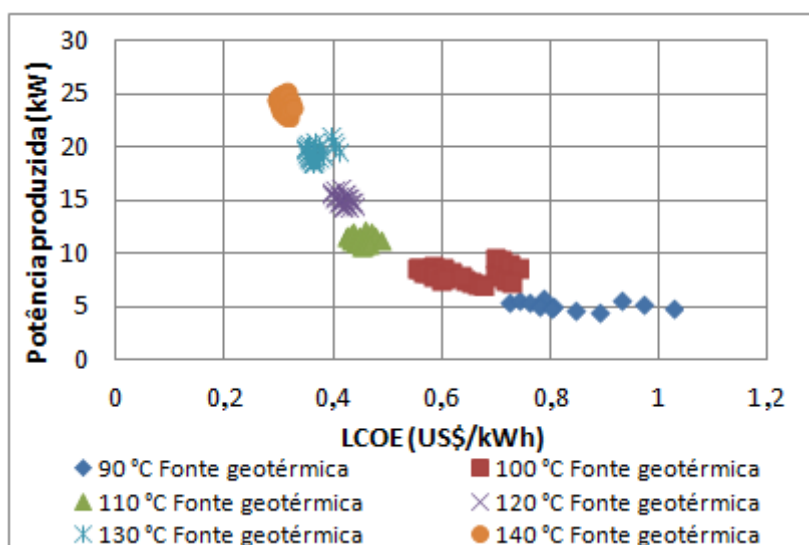


Figura 7 – Valores de LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 65 % de amônia e 35 % de água como fluido de trabalho.

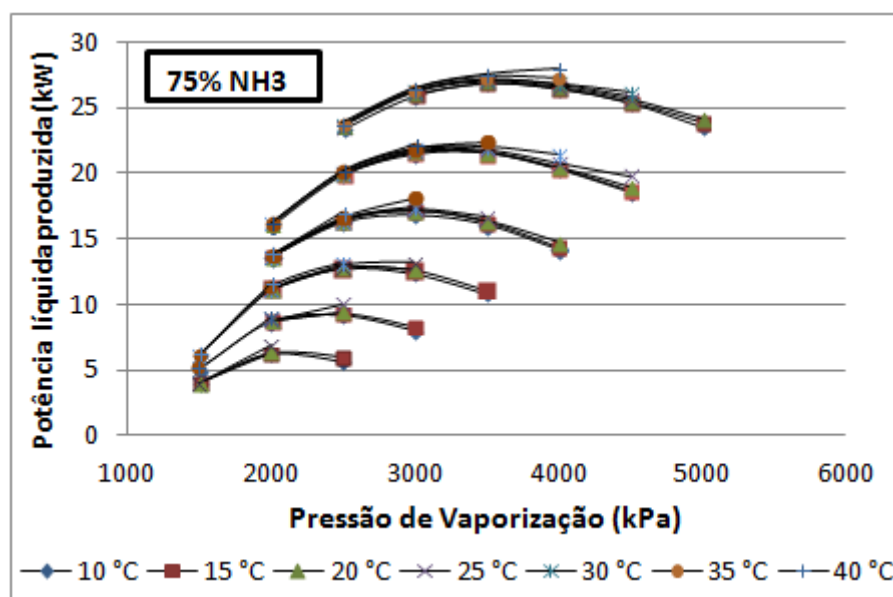


Figura 8. Variação da pressão de vaporização para diferentes TTD e temperatura da fonte geotérmica utilizando uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

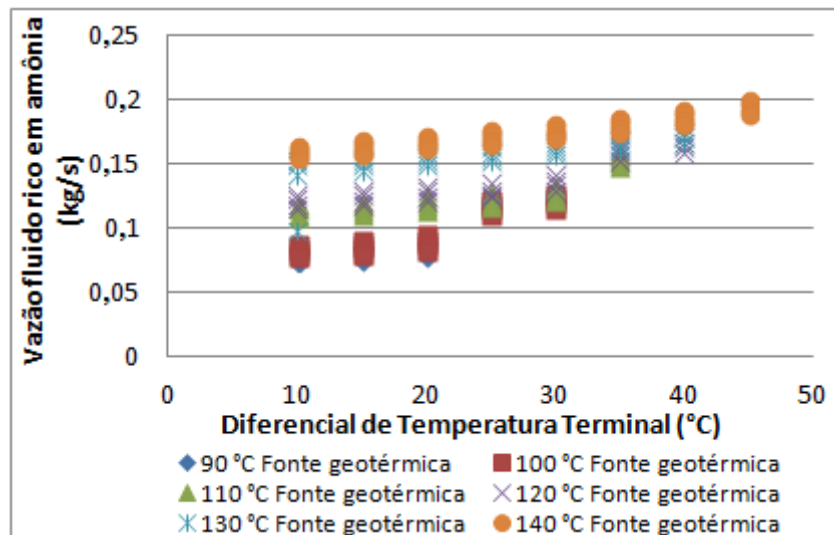


Figura 9- Variação da vazão mássica de vapor utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

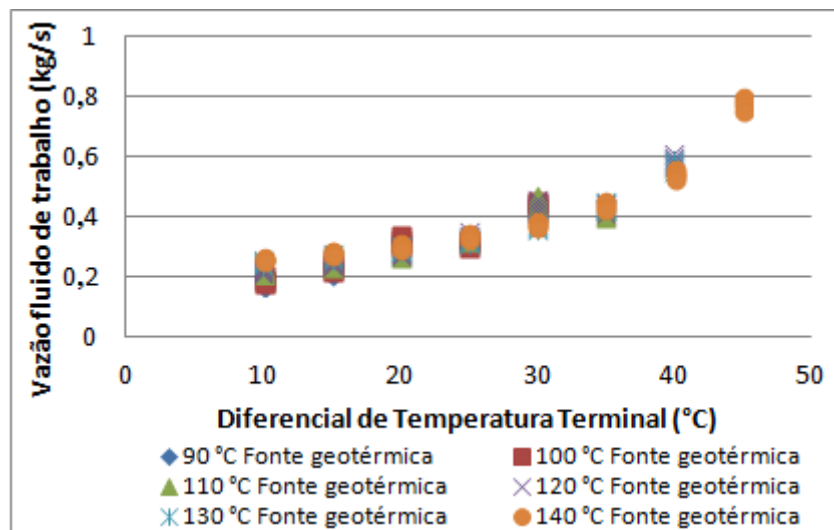


Figura 10- Variação da vazão mássica de fluido de trabalho utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

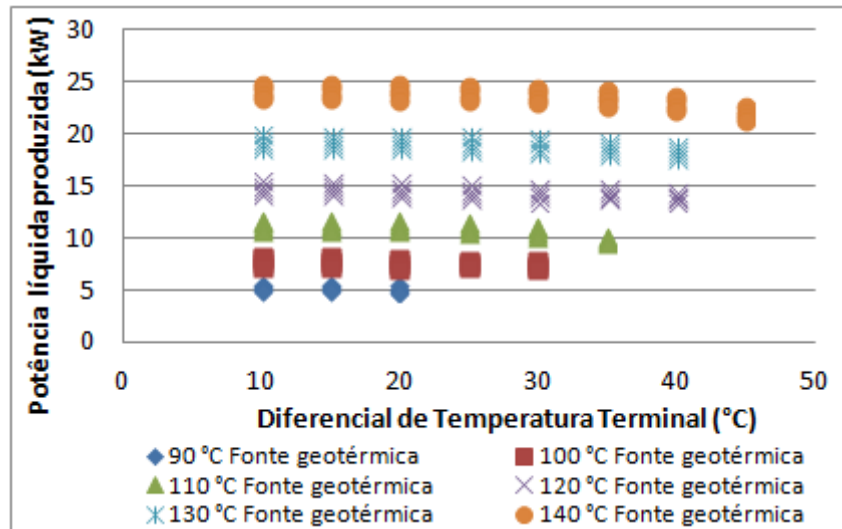


Figura 11 - Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

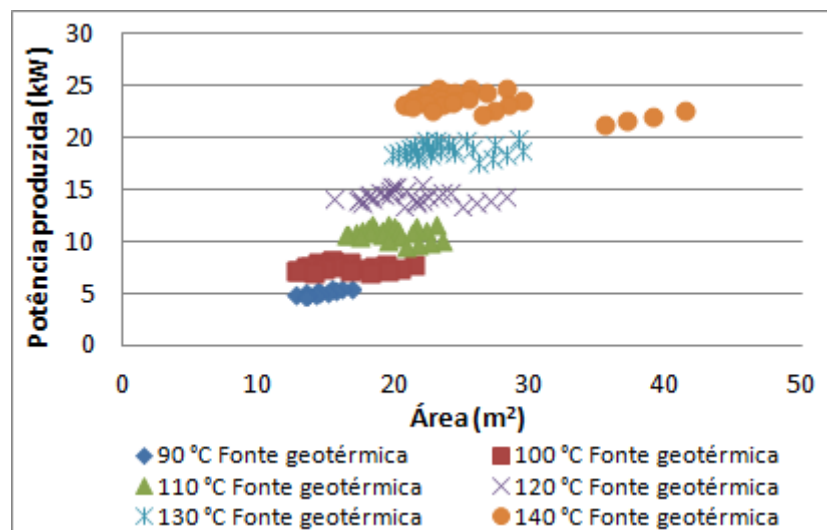


Figura 12 – Área de troca de calor para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

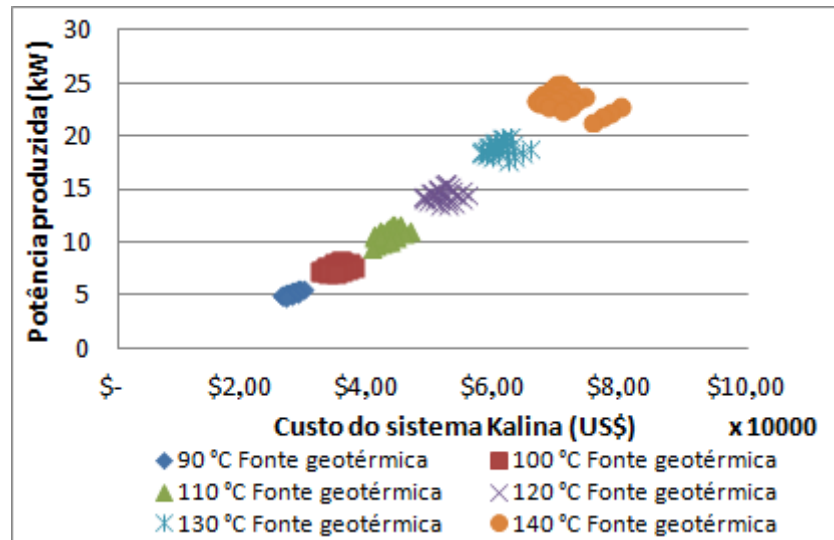


Figura 13 – Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

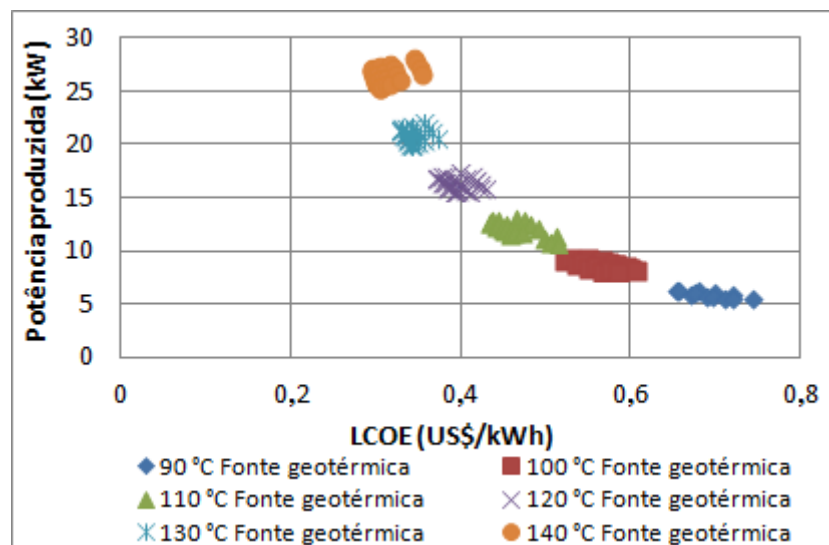


Figura 14 – Valores de LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 75 % de amônia e 25 % de água como fluido de trabalho.

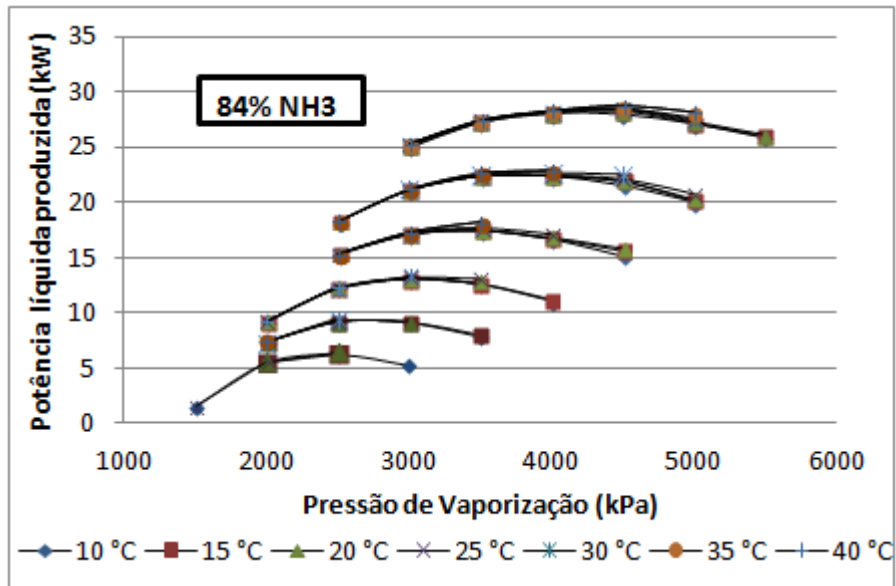


Figura 15. Variação da pressão de vaporização para diferentes TTD e temperatura da fonte geotérmica utilizando uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

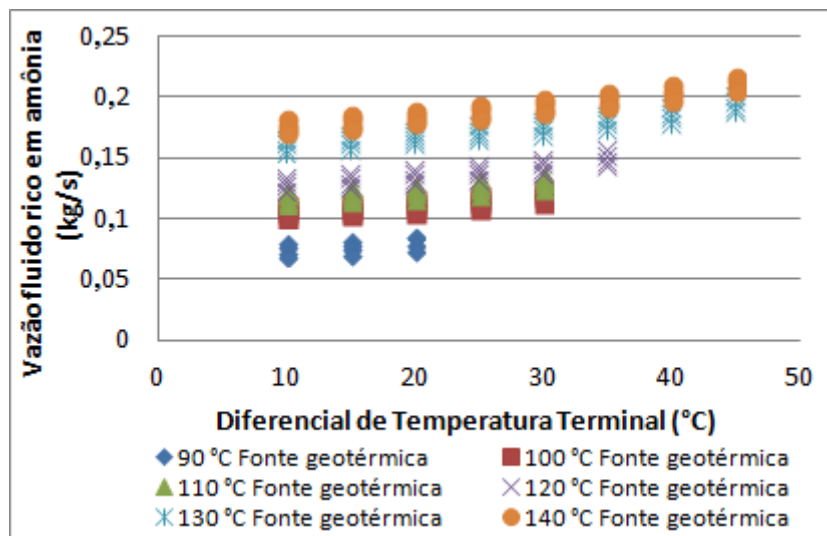


Figura 16- Variação da vazão mássica de vapor utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

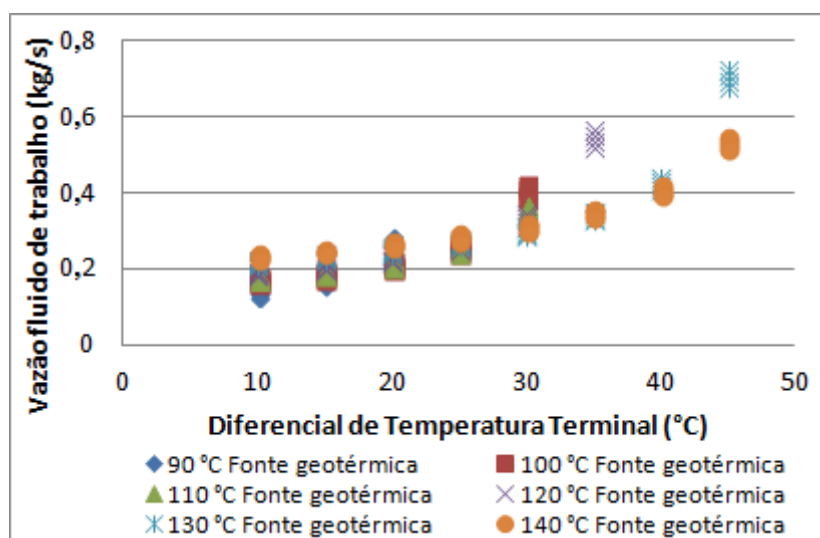


Figura 17- Variação da vazão mássica de fluido de trabalho utilizando os diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

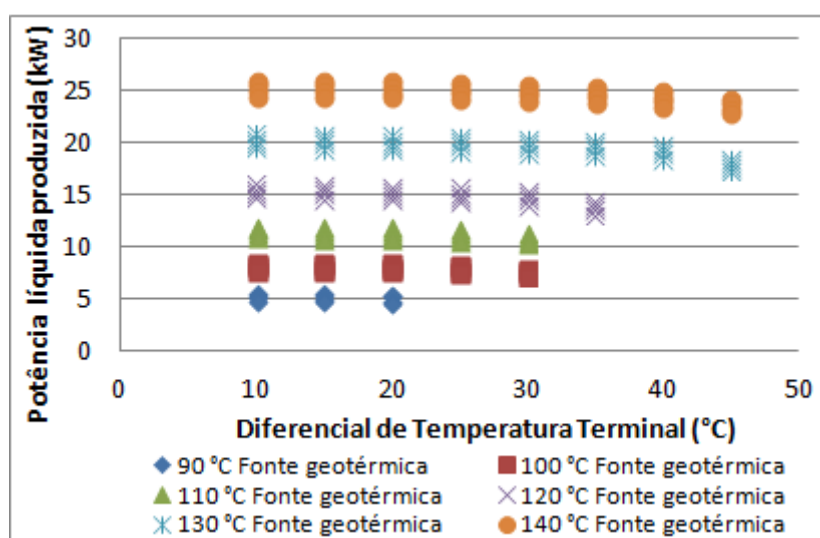


Figura 18 - Influência dos parâmetros de projeto sobre a produção de potência no sistema utilizando uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

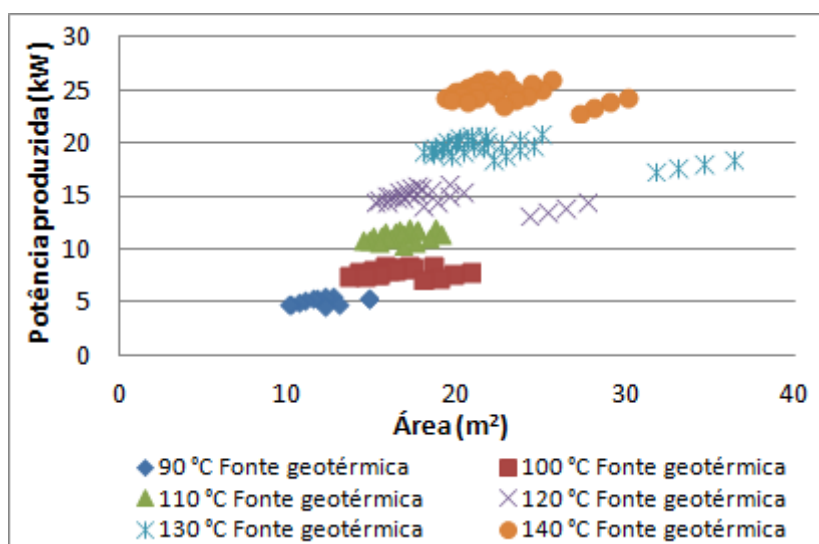


Figura 19 – Área de troca de calor para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

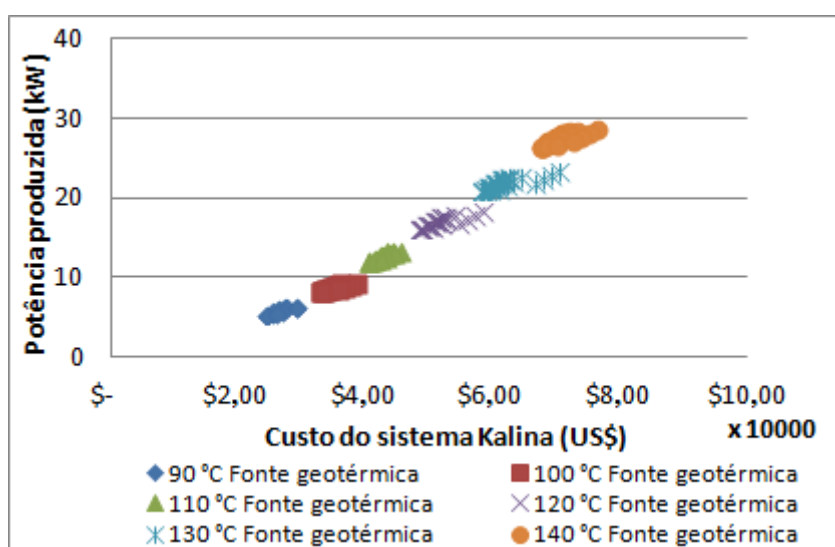


Figura 20 – Custos totais do sistema para a produção de potência utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

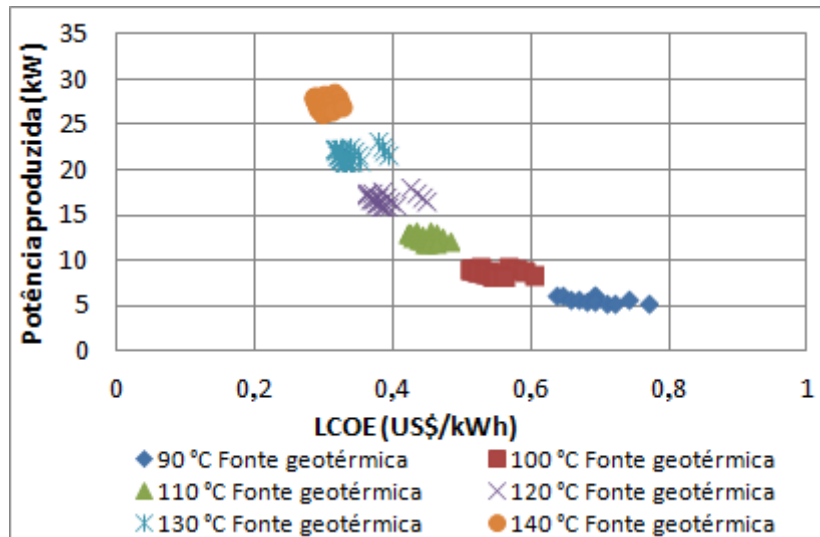


Figura 21 – Valores de LCOE para cada potência produzida utilizando diferentes parâmetros de projeto e uma mistura de 84 % de amônia e 16 % de água como fluido de trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R. Bertani, “Geothermal power generation in the world 2005–2010 update report,” *Geothermics*, vol. 41, pp. 1–29, Jan. 2012.
- [2] J. W. Lund, “Characteristics, Development and Utilization of Geothermal Resources,” Oregon, 2007.
- [3] D. W. Brown, D. V. Duchane, G. Heiken, and V. Thomas Hriscu, *Mining the Earth’s Heat: Hot Dry Rock Geothermal Energy*. Springer, 2012, p. 657.
- [4] E. Huenges, *Geothermal Energy Systems. Exploration, Development and Utilization.*, WILEY-VCH. Germany, 2010, p. 463.
- [5] B. Goldstein, B. Bendall, A. Long, and A. Budd, “Converting Geothermal Plays to Projects in Australia - A National Review,” in *Thirty-Sixth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, 2011.
- [6] H. Gurgenci, “Geothermal Power Concentrating Solar Thermal Power,” Australia, 2014.
- [7] V. M. Hamza, R. R. Cardoso, A. J. L. Gomes, and C. H. Alexandrino, “Brazil : Country Update,” in *World Geothermal Congress*, 2010, no. April, pp. 25–29.
- [8] V. M. Hamza, A. J. L. Gomes, and L. E. T. Ferreira, “Status Report on Geothermal Energy Developments in Brazil,” in *World Geothermal Congress 2005*, 2005, no. April, pp. 24–29.
- [9] A. J. L. Gomes, “Avaliação de Recursos Geotermiais da Bacia do Paraná,” Observatório Nacional, 2009.
- [10] A. J. L. Gomes, “Avaliação de Recursos Geotermiais do Estado do Rio de Janeiro,” Observatório Nacional, 2003.
- [11] T. Ho, “Advanced Organic Vapor Cycles for Improving Thermal Conversion Efficiency in Renewable Energy Systems,” University of California, Berkeley, 2012.

- [12] T. J. Marciniak, J. L. Krazinski, J. C. Bratis, E. H. Buycot, E. S. Division, E. A. Section, and C. T. Division, *Comparison of Rankine-Cycle Power Systems: Effects of Seven Working Fluids*. Hammond, Indiana.: U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 1981, pp. 1–89.
- [13] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, Dec. 2010.
- [14] M. Kaltschmitt, W. Streicher, and A. Wiese, *Renewable Energy Technology, Economics and Environment*. Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2007, p. 564.
- [15] S. Ahmed, A. Jaber, R. Dixon, M. Eckhart, D. Hales, M. Radka, P. Mubiru, G. Thompson, C. V. Santos, and L. Pitka-kangas, *REN21 Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*. GmbH, 2010, p. 78.
- [16] M. H. Dickson and M. Fanelli, “What is Geothermal Energy?,” 2004. [Online]. Available: http://www.geothermal-energy.org/geothermal_energy/what_is_geothermal_energy.html. [Accessed: 11-Oct-2011].
- [17] M. H. Dickson and M. Fanelli, *Geothermal Energy*. Pisa. Italy: John Wiley & Sons, 1995, p. 213.
- [18] A. Holm, L. Blodgett, D. Jennejohn, and K. Gawell, “Geothermal Energy: International Market Update Geothermal Energy Association,” 2010.
- [19] A. Gore, “Indonesia can be super power on geothermal energy,” <http://www.antaraneews.com/>, 2011. [Online]. Available: <http://www.antaraneews.com/en/news/1294577958/indonesia-can-be-super-power-on-geothermal-energy-al-gore>. [Accessed: 28-Nov-2011].
- [20] IEA, “Technology Roadmap: Geothermal Heat and Power,” OECD Publishing, Paris. France, Jun. 2011.
- [21] P. Muffler and R. Cataldi, “Method for Regional Assessment of Geothermal Resources,” *Geothermics*, vol. 7, pp. 53–89, 1978.

- [22] M. P. Hochstein, "Assessment and Modelling of Geothermal Reservoirs (Small Utilization Schemes)," *Geothermics*, vol. 17, no. 1, pp. 15–49, 1988.
- [23] R. Haenel, L. Stegena, and L. Rybach, *Handbook of Terrestrial Heat-Flow Density Determination*. Kluwer Academic, 1988.
- [24] UPME, "Formulación de un Programa Básico de Normalización para Aplicaciones de Energías Alternativas y Difusión.," Bogotá, Colombia., 2003.
- [25] B. Lindal, "Industrial and other applications of geothermal energy," in *Geothermal Energy*, 1973, pp. 135–148.
- [26] E. Barbier, "Geothermal energy technology and current status: an overview," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 6, no. 1–2, pp. 3–65, Jan. 2002.
- [27] A. Wachtel, *Energy Today: Geothermal Energy*. New York: Renewable energy sources, 2009, p. 206.
- [28] J. Tabak, *Solar and Geothermal Energy*. New York: Renewable energy sources, 2009, p. 206.
- [29] M. R. Barbieri, "Como Ocorrem os Terremotos," 2010. [Online]. Available: <http://ead.hemocentro.fmrp.usp.br/joomla/index.php/programa/adote-um-cientista/75-como-ocorrem-os-terremotos>. [Accessed: 07-Apr-2011].
- [30] R. Dippipo, *Geothermal Power Plants. Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact. Secund Edition*. Dartmouth, Massachusetts: B/H, 2007, pp. 1–493.
- [31] C. Webb, "Going Deep Geothermal. Earthly Powers on Tap.," *Renewable Energy World*, pp. 84–88, 2011.
- [32] J. W. Tester, B. J. Anderson, A. S. Batchelor, D. D. Blackwell, R. DiPippo, E. M. Drake, J. Garnish, B. Livesay, M. C. Moore, K. Nichols, S. Petty, M. N. Toksöz, and J. Ralph W. Veatch, *The Future of Geothermal Energy Impact of Enhanced Geothermal Systems (EGS) on the United States in the 21st Century*. Massachusetts: Gwen Wilcox, MIT, 2006, pp. 1–334.

- [33] B. Matek, “2013 GEOTHERMAL POWER: INTERNATIONAL MARKET OVERVIEW,” Washington, USA, 2013.
- [34] H. Tenzer, “DEVELOPMENT OF HOT DRY ROCK,” Bad Urach, Germany, 2001.
- [35] K. Breede, K. Dzebisashvili, X. Liu, and G. Falcone, “A systematic review of enhanced (or engineered) geothermal systems: past, present and future,” *Geotherm. Energy*, vol. 1, no. 1, p. 4, 2013.
- [36] M. N. S. Filho, S. Y. Pereira, and D. Barbuena, “POTENCIAL GEOTÉRMICO DA BACIA SEDIMENTAR DE TAUBATÉ BASEADO EM DADOS DE PERFILAGEM GEOFÍSICA EM POÇOS,” *Águas Subterrâneas*, vol. 27, pp. 37–52, 2013.
- [37] M. N. S. Filho, “AVALIAÇÃO DO POTENCIAL GEOTERMAL DA BACIA DE TAUBATÉ - SP,” UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, 2012.
- [38] K. B. Olafsson, “Workshop for Geothermal Development Donors,” Reykjavik Iceland, 2014.
- [39] R. DiPippo, “Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids,” *Geothermics*, vol. 33, no. 5, pp. 565–586, Oct. 2004.
- [40] T. C. Hung, T. Y. Shai, and S. K. Wang, “A REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLES (ORCs) FOR THE RECOVERY OF LOW-GRADE WASTE HEAT,” *Energy*, vol. 22, no. 7, pp. 661–667, 1997.
- [41] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, and V. Lemort, “Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,” *Sol. Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 955–966, May 2011.
- [42] T. Hung, “Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, pp. 539–553, 2001.
- [43] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, “A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,” *Energy*, vol. 35, no. 3, pp. 1403–1411, Mar. 2010.

- [44] F. Heberle and D. Brüggemann, "Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 11–12, pp. 1326–1332, Aug. 2010.
- [45] O. Arslan, "Exergoeconomic evaluation of electricity generation by the medium temperature geothermal resources, using a Kalina cycle: Simav case study," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 9, pp. 1866–1873, Sep. 2010.
- [46] P. Dorj, "Thermoeconomic Analysis of a New Geothermal Utilization CHP Plant," University of Iceland, Reykjavík, Iceland, 2005.
- [47] C. J. Koroneos and D. C. Rovas, "Electricity from Geothermal Energy with the Kalina Cycle An Exergy Approach," *2007 Int. Conf. Clean Electr. Power*, pp. 423–428, May 2007.
- [48] P. a. Lolos and E. D. Rogdakis, "A Kalina power cycle driven by renewable energy sources," *Energy*, vol. 34, no. 4, pp. 457–464, Apr. 2009.
- [49] H. Mlcak and M. Mirolli, "Notes from the North : a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle ® Geothermal Power Plant in Húsavík , Iceland," Orkuveita Húsavíkur, 2002.
- [50] Nasruddin, R. Usvika, M. Rifaldi, and A. Noor, "Energy and exergy analysis of kalina cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 23, no. 7, pp. 1871–1876, Jul. 2009.
- [51] C. E. Campos Rodríguez, J. C. Escobar Palacio, O. J. Venturini, E. E. Silva Lora, V. M. Cobas, D. Marques dos Santos, F. R. Lofrano Dotto, and V. Gialluca, "Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 52, no. 1, pp. 109–119, Apr. 2013.
- [52] N. Zhang and N. Lior, "Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems," *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 6, pp. 1072–1085, Sep. 2007.
- [53] S. Ogriseck, "Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 2843–2848, Oct. 2009.

- [54] P. Bombarda, C. M. Invernizzi, and C. Pietra, "Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 2–3, pp. 212–219, Feb. 2010.
- [55] E. Thorin, "Power Cycles With Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid. Analysis of Different Applications and the Influence of Thermophysical Properties," Royal Institute of Technology. Stockholm. Sweden, 2000.
- [56] G. Wall, C.-C. Chuang, and M. Ishida, "Exergy Study of Kalina Cycle," in *American Society of Mechanical Engineers (ASME)*, 1989.
- [57] D. A. Jones, "A Study of the Kalina Cycle System 11 for the Recovery of Industrial Waste Heat with Heat Pump Augmentation," Auburn University, 2011.
- [58] F. Sun, Y. Ikegami, and B. Jia, "A study on Kalina solar system with an auxiliary superheater," *Renew. Energy*, vol. 41, pp. 210–219, May 2012.
- [59] N. S. Ganesh and T. Srinivas, "Thermodynamic Assessment of Heat Source Arrangements in Kalina Power Station," no. June, pp. 99–108, 2013.
- [60] X. R. Zhang, H. Yamaguchi, D. Uneno, K. Fujima, M. Enomoto, and N. Sawada, "Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide," *Renew. Energy*, vol. 31, no. 12, pp. 1839–1854, Oct. 2006.
- [61] Y. Chen, "A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 6, pp. 2142–2147, 2006.
- [62] Y. Chen, "Thermodynamic Cycles using Carbon Dioxide as Working Fluid.," School of Industrial Engineering and Management, 2011.
- [63] B. Barnett, "The Geothermal Resources of Victoria," Victoria, Australia, 2006.
- [64] R. Rowshanzadeh, "Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies," KTH, Sweden, 2011.

- [65] A. D. Greenhut, "Modeling and Analysis of Hybrid Geothermal-Solar Thermal Energy Conversion Systems," Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [66] A. Borsukiewicz-Gozdur, "Dual-fluid-hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water," *Geothermics*, vol. 39, no. 2, pp. 170–176, Jun. 2010.
- [67] R. S. Murugan and P. M. V Subbarao, "Thermodynamic Analysis of Rankine-Kalina Combined Cycle," *Int. J. Thermodyn.*, vol. 11, no. 3, pp. 133–141, 2008.
- [68] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. M. Muñoz, and T. Sánchez, "Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 2162–2170, Oct. 2009.
- [69] M. Bahrami, A. a Hamidi, and S. Porkhial, "Investigation of the effect of organic working fluids on thermodynamic performance of combined cycle Stirling-ORC," *Int. J. Energy Environ. Eng.*, vol. 4, no. 1, p. 12, 2013.
- [70] U. Drescher and D. Brüggemann, "Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 1, pp. 223–228, Jan. 2007.
- [71] A. A. Lakew and O. Bolland, "Working fluids for low-temperature heat source," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 10, pp. 1262–1268, Jul. 2010.
- [72] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 8–9, pp. 998–1007, Jun. 2008.
- [73] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, and J. Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 32, no. 7, pp. 1210–1221, Jul. 2007.
- [74] P. Proust and J. H. Vera, "PRSV : The Stryjek-Vera Modification of the Peng-Robinson Equation of State . Parameters for Other Pure Compounds of Industrial Interest," *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 67, no. 1976, pp. 170–173, 1989.
- [75] B.-T. Liu, K.-H. Chien, and C.-C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," *Energy*, vol. 29, no. 8, pp. 1207–1217, Jun. 2004.

- [76] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, and J. Xu, “The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle,” *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 136–143, Feb. 2012.
- [77] G. Angelino and P. Colonna, “Multicomponent Working Fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs),” *Energy*, vol. 23, no. 6, pp. 449–463, 1998.
- [78] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, Jun. 2013.
- [79] A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, and P. Linke, “On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 6–7, pp. 760–769, May 2010.
- [80] V. Isachenko, V. Osipova, and A. Sukomel, *Trans-misión del Calor*, Marcombo. Barcelona, 1973, p. 556.
- [81] R. H. Perry and D. W. Green, *Chemical Engineers’ handbook*. New York: McGraw Hill, 1999.
- [82] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, and A. Frangoudakis, “Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 11–12, pp. 2468–2476, Aug. 2009.
- [83] V. Maizza and A. Maizza, “Unconventional working Fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 21, pp. 381–390, 2001.
- [84] UNEP, *Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, Ninth edit. Nairobi, 2012, p. 708.
- [85] W. F. Walter, D. H. Kenney, W. J. Brock, D. A. Dideon, R. G. Doerr, P. H. Dugard, H. M. Hughes, G. W. Jepson, J. A. Kohler, A. Kusmierz, T. J. Leck, S. Macleod, D. M. Manole, M. O. Mclinden, R. G. Richard, G. M. Rusch, J. Senediak, G. S. Sundaresan, E. F. Troy, D. P. Wilson, S. D. Kennedy, N. R. Jayaraman, F. Myers, and S. D. Cummings, “ASHRAE STANDARD Designation and Safety Classification of Refrigerants,” 2008.

- [86] G. Angelino and C. Invernizzi, "Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants.," *Int. J. Refrig.*, pp. 51–58, 2003.
- [87] G. Kosmadakis, D. Manolakos, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "Comparative thermodynamic study of refrigerants to select the best for use in the high-temperature stage of a two-stage organic Rankine cycle for RO desalination," *Desalination*, vol. 243, no. 1–3, pp. 74–94, Jul. 2009.
- [88] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, and J. Xu, "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 136–143, Feb. 2012.
- [89] Y.-R. Li, J.-N. Wang, and M.-T. Du, "Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 503–509, Jun. 2012.
- [90] U. Larsen, L. Pierobon, F. Haglind, and C. Gabrielli, "Design and optimisation of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using the principles of natural selection," *Energy*, vol. 55, pp. 803–812, Jun. 2013.
- [91] Z. Q. Wang, N. J. Zhou, J. Guo, and X. Y. Wang, "Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat," *Energy*, vol. 40, no. 1, pp. 107–115, Apr. 2012.
- [92] T. Guo, H. X. Wang, and S. J. Zhang, "Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 6, pp. 2384–2391, Jun. 2011.
- [93] K. J. Digenova, "Design of Organic Rankine Cycle for Conversion of Waste Heat in a Polygeneration Plant.," Massachusetts Institute of Technology, 2011.
- [94] A. Borsukiewicz-Gozdur, "Influence of heat recuperation in ORC power plant on efficiency of waste heat utilization," *Arch. Thermodyn.*, vol. 31, no. 4, pp. 111–123, Jan. 2010.

- [95] E. Sauret and A. S. Rowlands, "Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems," *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 4460–4467, Jul. 2011.
- [96] J. Wang, M. Wang, M. Li, J. Xia, and Y. Dai, "Multi-objective optimization design of condenser in an organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 45, pp. 47–54, Jul. 2013.
- [97] L. Pierobon, T.-V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, and B. Elmegaard, "Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform," *Energy*, vol. 58, pp. 538–549, Sep. 2013.
- [98] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, and M. Paci, "A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems," *Appl. Energy*, vol. 121, pp. 219–232, May 2014.
- [99] A. F. Mills, *Heat and Mass Transfer*. Chicago: Richard D. Irwin Inc., 1995.
- [100] T. J. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. London: Exergon Publishing Company, 2012, p. 328.
- [101] A. B. Lourenço, "Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos," Universidade Federal de Espírito Santo, 2012.
- [102] J. Szargut, *Exergy Method. Technical and Ecological Applications*. Southampton, Boston: WIT Press, 2005.
- [103] S. P. Rojas, "ANÁLISE EXERGÉTICA , TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE ENERGIA . ESTUDO DE CASO : USINA TERMOELÉTRICA UTE - RIO MADEIRA," Universidade de Brasília, 2007.
- [104] José Joaquim Conceição Soares Santos, "Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada," Universidade Federal de Itajubá, 2005.
- [105] M. Mirolli, H. Hjartarson, H. A. Mlcak, and M. Ralph, "Kalina Cycle Geothermal Power Plant," *OMMI*, vol. 1, no. 2, pp. 1–10, 2002.

- [106] X. Zhang, M. He, and Y. Zhang, "A review of research on the Kalina cycle," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 7, pp. 5309–5318, Sep. 2012.
- [107] J. Wang, Y. Dai, and L. Gao, "Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 6, pp. 941–948, Jun. 2009.
- [108] S. Ganesh and T. Srinivas, "Processes Development for High Temperature Solar Thermal Kalina Power Station," *Therm. Sci.*, vol. xx, no. x, 2000.
- [109] E. Olsson, U. Desideri, S. S. Stecco, and G. Svedberg, "An Integrated Gas Turbine Kaline Cycle for Cogeneration," *ASME*, no. 91, 1991.
- [110] N. S. Ganesh and T. Srinivas, "Evaluation of thermodynamic properties of ammonia-water mixture up to 100 bar for power application systems," *J. Mech. Eng. Res.*, vol. 3, no. 1, pp. 25–39, 2011.
- [111] B. Zieglera and C. Treep, "Equation of State for ammonia-water mixtures," *Int. J. Refrig.*, vol. 7, no. 2, pp. 101–106, 1984.
- [112] U. Desideri and G. Bidini, "Study of Possible Optimization Criteria for Geothermal Power Plants," *Energy Conserv. Manag.*, vol. 38, pp. 1681–1691, 1997.
- [113] P. Valdimarsson and L. Eliasson, "Factors Influencing the Economics of Kalina Power Cycle and Situations of Superior Performance," 2003, pp. 31–39.
- [114] R. Mazurek, "Modeling and thermoeconomic analysis of the municipal CHP station (PEC) in Stargard Szczecinski Modeling and thermoeconomic analysis of the municipal CHP station (PEC) in Stargard Szczecinski," The School for Renewable Energy Science, 2011.
- [115] R. Stryjek and J. H. Vera, "PRSV : An Improved Peng- Robinson Equation of State for Pure Compounds and Mixtures," *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 64, no. April, pp. 323–333, 1986.

- [116] D. A. dos S. Napoleão, “Determinação da Entropia de Mistura Amônia e Água para Aplicações em Processos de Refrigeração por Absorção,” Universidade Estadual Paulista, 2003.
- [117] P. K. Nag and a. V. S. S. K. S. Gupta, “Exergy analysis of the Kalina cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 18, no. 6, pp. 427–439, Mar. 1998.
- [118] J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Springer-V. Berlin, 1988, p. 332.
- [119] US Department of Labor, “Bureau of Labor Statistics,” 2013. [Online]. Available: http://www.bls.gov/data/inflation_calculator.htm. [Accessed: 03-Feb-2013].
- [120] S. K. Sanyal, J. W. Morrow, S. J. Butler, and A. Robertson-tait, “Cost of Electricity from Enhanced Geothermal Systems,” in *Thirty-Second Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, 2007.
- [121] MME, “Gestão da Comercialização de Energia – Leilões de Energia,” 2014.
- [122] T. Guo, H. X. Wang, and S. J. Zhang, “Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 6, pp. 2384–2391, Jun. 2011.