



PHILIPPE DE ALMEIDA

**GERAÇÃO DE POTÊNCIA USANDO O CICLO KALINA EM
COMUNIDADES ISOLADAS DO BRASIL**

LAVRAS – MG

2020

PHILIFE DE ALMEIDA

**GERAÇÃO DE POTÊNCIA USANDO O CICLO KALINA EM COMUNIDADES
ISOLADAS DO BRASIL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Lavras como pré-requisito para a
obtenção do Título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco

Orientador

LAVRAS – MG

2020

**Ficha catalográfica elaborada pela Coordenadoria de Processos Técnicos
da Biblioteca Universitária da UFLA**

Almeida, Philipe de

GERAÇÃO DE POTÊNCIA USANDO O CICLO KALINA EM COMUNIDADES ISOLADAS DO BRASIL / Philipe de Almeida. – Lavras : UFLA, 2020.

69 p. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso–Universidade Federal de Lavras, 2020.

Orientador: Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco.

Bibliografia.

1. Ciclo Kalina. 2. Biomassa. 3. Análise termodinâmica.

CDD-808.066

PHILIFE DE ALMEIDA

**GERAÇÃO DE POTÊNCIA USANDO O CICLO KALINA EM COMUNIDADES
ISOLADAS DO BRASIL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Lavras como pré-requisito para a
obtenção do Título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

APROVADA em 2 de Dezembro de 2020.

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco	UFLA
Prof. DSc. Fábio Lúcio Santos	UFLA
Prof. DSc. Carlos Eduardo Castilla Alvarez	UFLA

Prof. DSc. Dimas José Rúa Orozco
Orientador

**LAVRAS – MG
2020**

*Dedico este trabalho a Deus. Sem ele nada seria possível.
A minha família e amigos, por serem meu alicerce nessa caminhada.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à meu orientador, Dimas por sempre estar presente para indicar a direção correta que o trabalho deveria tomar;

Aos meus pais, Ednilson e Isabel e a minha irmã Thaís, pela confiança no meu progresso e pelo apoio emocional;

Aos meus amigos, que me apoiaram e caminharam comigo em minha jornada acadêmica;

Aos professores do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Lavras, pela excelência no ensino.

*"A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê."
(Arthur Schopenhauer)*

RESUMO

Apesar de a maioria da população brasileira ter fácil acesso às fontes convencionais de energia elétrica, ainda existem comunidades isoladas que são privadas deste benefício. Surge então a necessidade de se encontrar formas de produção de potência acessíveis a estas comunidades para suprir suas necessidades energéticas. Assim, o sistema Kalina, que utiliza como fluido de trabalho uma mistura água-amônia, aparece como uma opção para resolver este problema. Neste trabalho, foi modelado termodinamicamente um ciclo Kalina, usando o software *Engineering Equation Solver* (EES), para avaliar a viabilidade técnica de produzir potência para atender as necessidades energéticas de uma comunidade isolada no Brasil (Santo Antônio PA), a partir da biomassa advinda da atividade local. É realizado também uma análise econômica utilizando a Técnica de Custeio de Módulo para estimar os custos de implantação do sistema na comunidade. A análise termodinâmica mostrou que o ciclo Kalina pode ser uma alternativa para a produção local, visto que se obteve um sistema que consome apenas 22,4% da biomassa disponível no local para produzir a demanda necessária para a comunidade. Para chegar a este resultado foi realizada uma análise de parâmetros de atuação do ciclo, que teve como principais valores escolhidos, uma mistura com 35% de amônia, com a temperatura e pressão na saída da caldeira de 145°C e 1550 kPa respectivamente. O custo de instalação obtido para o sistema foi de US\$718.598,00, com um custo nivelado de energia de 89,41 US\$/MWh, para uma taxa de juros de 2%, 136,60 US\$/MWh para 6%, 192,30 US\$/MWh para 10%, e 254,00 US\$/MWh para 14%.

Palavras-chave: Ciclo Kalina. Biomassa. Análise termodinâmica.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Diagrama T-s do ciclo Rankine.	15
Figura 3.2 – Ciclo Rankine.	16
Figura 3.3 – Ciclo Kalina.	17
Figura 3.4 – Temperatura em função da transferência de calor.	19
Figura 3.5 – Temperatura em função da porcentagem de transferência de calor no ciclo Kalina.	20
Figura 3.6 – Temperatura em função da porcentagem de transferência de calor no ciclo Rankine.	20
Figura 3.7 – Mudança de fase com temperatura variável e não linear.	21
Figura 3.8 – Condensação a temperatura variável.	23
Figura 3.9 – Separador.	24
Figura 3.10 – Separador detalhado.	25
Figura 3.11 – Diagrama entalpia em função da concentração.	26
Figura 3.12 – Processo de mistura	28
Figura 4.1 – Demanda da comunidade de Santo Antônio.	31
Figura 4.2 – KCS com recuperador de alta temperatura.	33
Figura 5.1 – Eficiência do sistema em função da concentração de amônia com temperatura fixada.	50
Figura 5.2 – Eficiência do sistema em função da concentração de amônia com pressão fixada.	51
Figura 1 – Fluxograma de validação.	64
Figura 2 – Fluxograma de modelagem para a comunidade.	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Alguns ciclos família Kalina.	18
Tabela 3.2 – Efeitos físicos causados pela amônia em seres humanos.	30
Tabela 4.1 – Vazão mássica pelo ciclo.	36
Tabela 4.2 – Relação de pressões no ciclo proposto.	36
Tabela 4.3 – Propriedades da serragem.	39
Tabela 4.4 – Coeficiente global de troca de calor.	41
Tabela 4.5 – Coeficientes K para os equipamentos.	42
Tabela 4.6 – Coeficientes para condições de operação.	43
Tabela 4.7 – Coeficientes c para os equipamentos.	43
Tabela 4.8 – CEPCI Anual	44
Tabela 5.1 – Dados de entrada para validação.	46
Tabela 5.2 – Comparação entre resultados obtidos.	46
Tabela 5.3 – Dados de entrada para análise termodinâmica.	47
Tabela 5.4 – Propriedades termodinâmicas do sistema.	48
Tabela 5.5 – Resultados da análise termodinâmica.	49
Tabela 5.6 – Dados de entrada do ciclo com parâmetros modificados.	52
Tabela 5.7 – Propriedades termodinâmicas do sistema para a comunidade.	52
Tabela 5.8 – Resultados do ciclo escolhido.	53
Tabela 5.9 – Custos obtidos para cada equipamento.	55
Tabela 5.10 – LCOE para o primeiro ciclo.	55
Tabela 5.11 – Custos obtidos para cada equipamento do ciclo com parâmetros modificados.	56
Tabela 5.12 – LCOE para o ciclo com parâmetros modificados.	56
Tabela 1 – Propriedades termodinâmicas para o ciclo de validação.	65
Tabela 2 – Resultados validação.	65
Tabela 3 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1050kPa e 105°C.	66
Tabela 4 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1050kPa e 105°C.	66
Tabela 5 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 105°C.	66

Tabela 6 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 105°C.	67
Tabela 7 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 2050kPa e 105°C.	67
Tabela 8 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 2050kPa e 105°C.	67
Tabela 9 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 125°C.	67
Tabela 10 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 125°C.	68
Tabela 11 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 145°C.	68
Tabela 12 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 145°C.	68
Tabela 13 – Área dos trocadores de calor do ciclo com parâmetros iniciais.	69
Tabela 14 – Área dos trocadores de calor do ciclo com parâmetros modificados.	69

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	Objetivos	13
2.1	Objetivo Geral	13
2.2	Objetivos Específicos	13
3	REFERENCIAL TEÓRICO	14
3.1	O ciclo Rankine	14
3.2	O ciclo Kalina	16
3.2.1	Processos do ciclo Kalina	18
3.2.1.1	Troca de calor	18
3.2.1.2	Separação	23
3.2.1.3	Estrangulamento	26
3.2.1.4	Mistura	27
3.2.1.5	Turbina e bomba	28
3.3	Riscos da mistura Amônia-Água	29
4	METODOLOGIA	31
4.1	Estudo de caso	31
4.2	Escolha do ciclo dentre as possibilidades da família de ciclos Kalina.	32
4.3	Parâmetros de Atuação do ciclo Kalina	33
4.4	Modelagem termodinâmica	35
4.5	Recurso energético para alimentação do sistema	39
4.6	Análise econômica	40
5	RESULTADOS	46
5.1	Validação do ciclo escolhido	46
5.2	Análise termodinâmica	47
5.3	Análise econômica	55
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	58
6.1	Conclusões	58
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	59
	REFERÊNCIAS	60
	APENDICE A – Fluxogramas da modelagem.	64
	APENDICE B – Resultados da validação	65

APENDICE C – Resultados da análise de parâmetros	66
APENDICE D – Area dos trocadores de calor	69

1 INTRODUÇÃO

A energia elétrica é um recurso de alto impacto na forma em que a população vive nos dias atuais. A eletricidade está ligada diretamente e indiretamente em boa parte das atividades humanas, sejam estas no momento de trabalho, descanso e até mesmo de lazer. Estudos como os realizados por Bridge, Adhikari e Fontenla (2016), mostram que a qualidade de vida da população local está relacionada de forma direta com a quantidade de energia disponível.

O Brasil tem sua energia elétrica produzida majoritariamente a partir de fontes hídricas, sendo as hidrelétricas responsáveis por 61% da matriz energética brasileira, seguido das fontes fósseis, convertidas por meio de termoeletricas com 14,7%, segundo dados da ANEEL (2020). Estas são as fontes convencionais de energia que abastece a maioria da população através de uma rede interligada, denominado de Sistema Interligado Nacional (SIN).

Apesar de atender a maior parte da população brasileira, existem comunidades que o SIN não abrange. Estas comunidades isoladas não tem acesso aos meios convencionais de produção de energia devido a fatores tecnológicos, visto que em alguns casos são necessários até mesmo cabos subaquáticos para chegar ao local. Os fatores econômicos também contribuem para a falta de abastecimento, já que o custo para conectar tal comunidade seja muito alto e a população local não tem a quantidade de habitantes que viabilize o projeto.

Buscando suprir a demanda energética da população, algumas comunidades se utilizam de outros meios, gerando a eletricidade através de fontes solares, fósseis e até mesmo através da biomassa apenas para consumo local. É o caso da comunidade de Santo Antônio, estudada por Pinheiro et al. (2012) e também por Vela (2018), onde a produção local de energia elétrica se dá através de grupo geradores a diesel que suprem a necessidade das casas, assim como das atividades locais.

De acordo com Pinheiro et al. (2012) e Vela (2018), a comunidade de Santo Antônio tem uma disponibilidade de biomassa que poderia ser usada para substituir o diesel na produção de energia elétrica. A conversão do potencial energético da biomassa para energia elétrica é realizada através de sistemas termodinâmicos, os quais aproveitam o poder calorífico deste recurso e os converte para energia mecânica por meio de dispositivos de expansão. Entre os ciclos termodinâmicos, o mais conhecido é de Rankine, cujo utiliza o calor de uma fonte quente para aquecer a água e converte-la em vapor, possibilitando a expansão em um turbina.

Buscando sanar algumas deficiências relativas a perdas exergéticas, assim como adaptar a algumas condições de operação, o cientista russo Alexander Kalina propôs um ciclo cujo o

fluido de trabalho é uma mistura binária, geralmente água e amônia. O ciclo Kalina, como ficou conhecido, é então uma tecnologia relativamente nova, comparada ao ciclo Rankine, e bastante promissora para geração de energia através de fontes térmicas.

A utilização do ciclo Kalina é comum para aproveitamento de fontes energéticas de baixa temperatura, principalmente geotérmica. Porém, estudos como o de Cao, Wang e Dai (2014) mostram que este ciclo termodinâmico também pode ser alimentado com biomassa. Surge então a possibilidade de utilização deste sistema para geração de energia em comunidades isoladas e outras aplicações.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Realizar uma análise tecno-econômica de um ciclo Kalina para produção de energia elétrica em comunidades isoladas, a partir de biomassa.

2.2 Objetivos Específicos

- Definir os parâmetros de operação do ciclo baseado na literatura e modelar termodinamicamente o ciclo Kalina.
- Estabelecer o recurso energético para o funcionamento do ciclo.
- Avaliar térmica e economicamente a implantação do ciclo Kalina na comunidade.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

A utilização de biomassa para o suprimento de energia elétrica requer um meio para conversão do potencial energético. O meio escolhido para análise no presente trabalho é a utilização de um sistema termodinâmico que opera por ciclo Kalina. Portanto, é explicado neste capítulo alguns conceitos fundamentais para melhor compreensão do sistema, além de um breve contexto histórico.

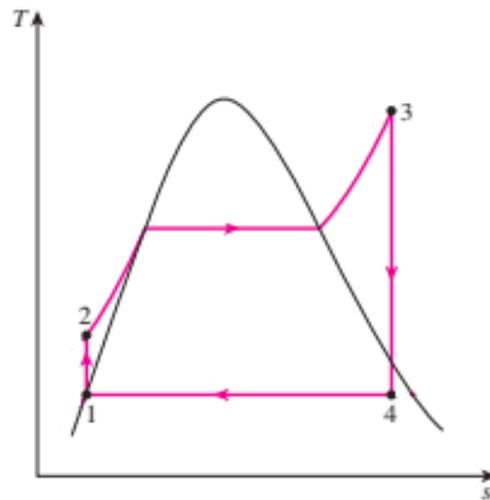
O ciclo Kalina é basicamente um sistema modificado do Rankine. Ele foi proposto para sanar deficiências que o seu predecessor possui em determinadas aplicações, principalmente com fontes de calor de baixa temperatura. Para melhor entender o ciclo Kalina e a inovação que ele trouxe, é necessário compreender o ciclo de Rankine.

3.1 O ciclo Rankine

Proposto ainda no século XIX pelo engenheiro escocês William John Macquorn Rankine, juntamente com Rudolph Clausius e William Thomson (TCHANCHE; PÉTRISSANS; PAPADAKISCI, 2014), o ciclo de Rankine é considerado a aplicação no mundo real do Ciclo de Carnot segundo Zhang, He e Zhang (2012). O ciclo de Carnot é o mais eficiente na termodinâmica, sendo composto por dois processo isobáricos e dois processos adiabáticos.

Tauveron, Colasson e Gruss (2014) afirmaram em seu estudo que o ciclo Rankine é uma das principais formas de conversão de energia. Os sistemas que operam com este ciclo podem trabalhar com uma gama de fluidos de condensação e evaporação, mas comumente nas termelétricas é mais utilizado como fluido de trabalho a água. O ciclo Rankine ideal é composto por 4 processos, sendo estes vistos na Figura 3.1.

Figura 3.1 – Diagrama T-s do ciclo Rankine.

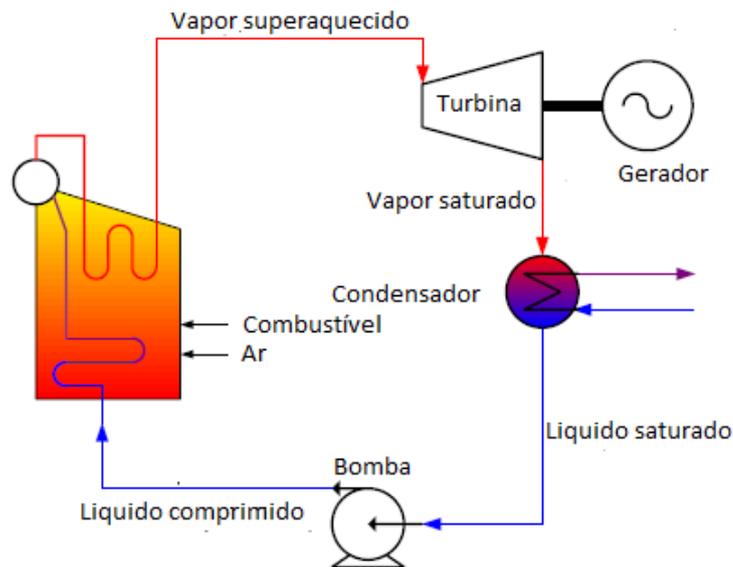


Fonte: Adaptado de Çengel e Yunus (2013).

- Processo isentrópico de compressão em uma bomba (1-2);
- Processo isobárico de transferência de calor no evaporador (2-3);
- Processo isentrópico de expansão na turbina (3-4);
- Processo isobárico de transferência de calor no condensador (4-1).

Para gerar potência o fluido de trabalho é aquecido em alta pressão em um dispositivo de troca de calor, e o vapor gerado é destinado a um dispositivo expensor, no qual a o fluido se expande e tem uma redução em sua pressão (MLCAK, 1996). Este dispositivo expensor aciona um gerador, o qual produz a energia elétrica. O fluido de trabalho que sai então do dispositivo expensor é enviado para um trocador de calor, o qual irá converter o fluido em líquido para logo em seguida ser enviado a uma bomba que elevará sua pressão, para que possa dar início ao ciclo novamente. Um esquema simplificado do ciclo de Rankine é visto na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Ciclo Rankine.



Fonte: Adaptado de Mlcak (1996).

3.2 O ciclo Kalina

No início da década de 80, o cientista russo Alexander Kalina, buscando uma forma melhor de aproveitar o potencial das fontes de baixa temperatura, propôs um ciclo termodinâmico que ficou conhecido por ciclo Kalina (KALINA, 1984). Segundo Zhang, He e Zhang (2012), este é considerado a melhoria mais significativa no projetos de termelétricas desde os estudos de Rankine no século XIX.

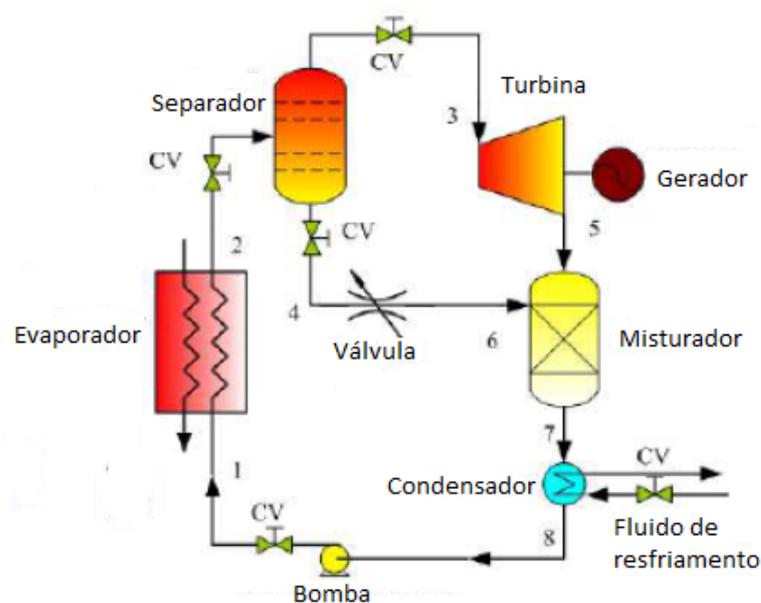
O ciclo Kalina é uma modificação do ciclo Rankine que opera com uma mistura binária não azeotrópica, geralmente amônia e água (MLCAK, 1996). Por ser uma mistura não azeotrópica as mudanças de fase não ocorrem em temperatura constante nos processos de troca de calor, provocando uma melhor correspondência térmica com fontes de calor e frio, segundo Zhou et al. (2020).

Outra característica que difere os dois ciclos é a utilização de um dispositivo conhecido por separador por parte do ciclo Kalina. Modi e Haglind (2017) afirmam que a utilização de separadores de líquido/vapor permite a diferentes concentrações da mistura em diferentes partes do ciclo. Algo que não ocorre no ciclo de Rankine.

O ciclo Kalina simplificado é visto na Figura 3.3. Segundo Li e Dai (2014), o fluido de trabalho é aquecido no evaporador, entre os pontos 1 e 2 e enviado a um separador. A porção

de vapor saturado e enviado a turbina (ponto 2 e 3) e a porção de líquido saturado é enviado a válvula reguladora de pressão (ponto 2 e 4). A porção de vapor saturado é mais rico em amônia, devido a maior facilidade para evaporar deste componente. Por outro lado, o líquido saturado tem menor proporção de amônia, sendo chamada assim de mistura pobre. Na turbina ocorre a expansão do fluido (pontos 3 e 5) e redução de pressão, assim como no ciclo Rankine. Já na válvula reguladora ocorre apenas a redução de pressão, sendo considerado um processo isentálpico (pontos 4 e 6). Os fluxos vindos de ambos os componentes são então misturados novamente em um equipamento (pontos 5,6 e 7), e enviados ao condensador. Neste trocador de calor o fluido tem seu calor retirado (pontos 7 e 8), e volta a ser novamente líquido saturado. O líquido saturado então passa em uma bomba para elevar sua pressão (pontos 8 e 1) e o ciclo recomeça.

Figura 3.3 – Ciclo Kalina.



Fonte: Adaptado de Li e Dai (2014).

Existe uma grande variação na configuração de ciclos Kalina, isto pois com os estudos relacionados ao sistema, conseguiu desenvolver tecnologias que melhores se aplicam a cada situação. Na Tabela 3.1 são citadas algumas variações do ciclo de Kalina e suas principais utilizações.

Tabela 3.1 – Alguns ciclos família Kalina.

Numero do sistema (KCS)	Descrição do sistema
1	Ciclo de fundo de plantas pequenas
2	Geotérmica de baixa temperatura
3	Resíduos geotérmicos e industriais de alta temperatura
4	Cogeração
5	Queima direta para carvão e outros combustíveis sólidos
6	Base para ciclo combinado de utilidade
7	Queima direta, ciclo dividido
8	Ciclo de fundo, ciclo dividido
9	Subsistema de modernização para instalações existentes
12	Geotérmica de baixa temperatura

Fonte: Adaptado de Omar et al. (2019).

Apesar da grande gama de ciclos presentes na Família, todos seguem alguns processos básicos, descritos anteriormente. São através destes que o ciclo Kalina converte a energia térmica em mecânica, e portanto é de extrema importância conhecê-los.

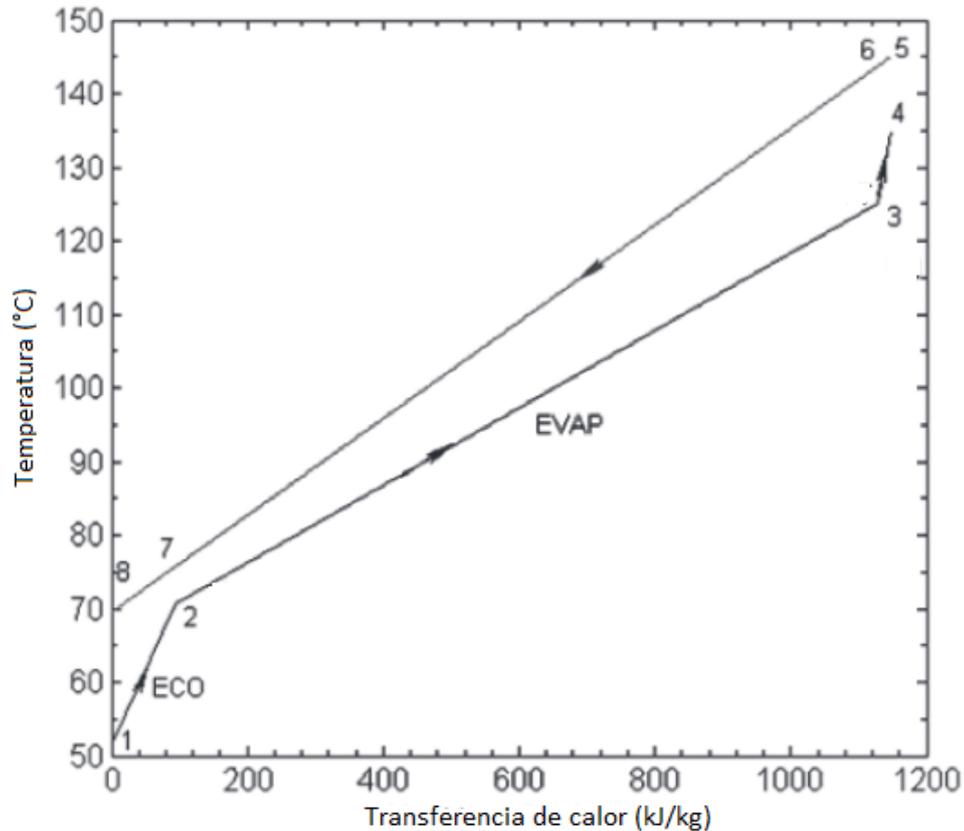
3.2.1 Processos do ciclo Kalina

Para melhor compreensão do ciclo, é explicado nesta seção como ocorre cada processo no ciclo Kalina.

3.2.1.1 Troca de calor

Os processos de troca de calor são não azeotrópicos no ciclo Kalina, acontece no equipamento de evaporação, que está entre os pontos 1 e 2 na Figura 3.3, também no dispositivo de condensação e caso haja no equipamento de recuperação de calor. Em um ciclo Kalina, a mudança de fases ocorre em temperatura variável, isso devido a propriedade do seu fluido de trabalho que é uma mistura (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019). O processo de evaporação, em um trocador de calor de contra-fluxo é ser visto na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Temperatura em função da transferência de calor.

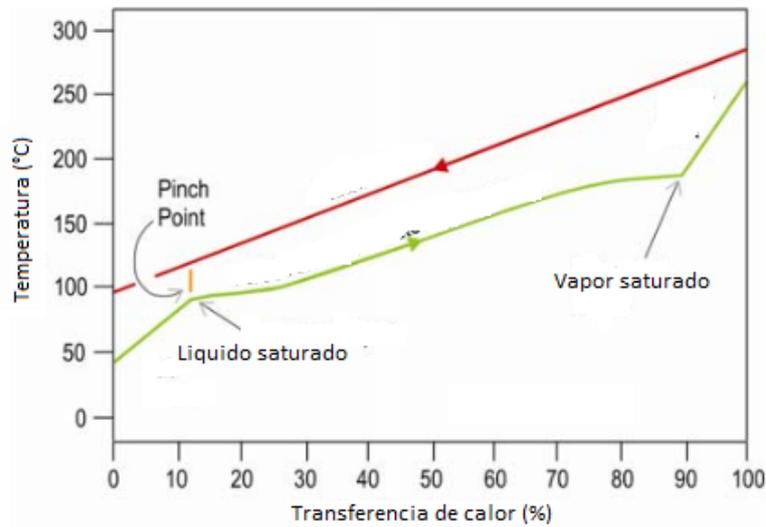


Fonte: Srinivas, Ganesh e Shankar (2019).

Em um trocador de calor de contra fluxo, a temperatura da fonte de calor diminui conforme há uma transferência de calor com o fluido de trabalho como é visto na Figura 3.4. Como o fluido de trabalho opera em temperatura de ebulição variável no ciclo Kalina, ele acompanha mais de perto esta queda de temperatura, ou seja, a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e a fonte de calor é reduzida, segundo explicações de Mlcak (1996).

Uma comparação entre a evaporação em um ciclo Kalina e um Rankine também foi mostrada por Mlcak (1996). É considerado que ambos os ciclos com uma pressão de evaporação de 3450 kPa, e uma fonte de energia que entra a 288 °C no evaporador. O ciclo Kalina com concentração de 70% de amônia entra no processo de evaporação a 38 °C e sai a 260 °C, como visto na Figura 3.5.

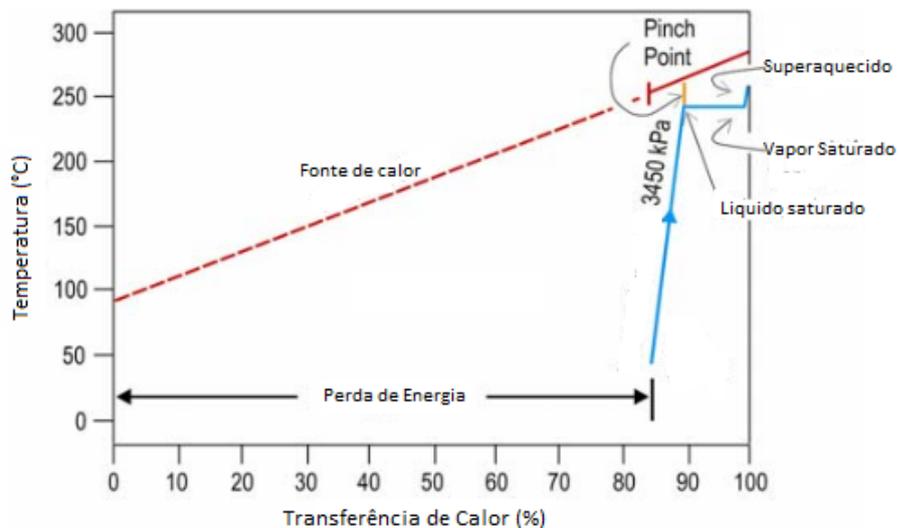
Figura 3.5 – Temperatura em função da porcentagem de transferência de calor no ciclo Kalina.



Fonte: Mlcak (1996).

Um ciclo Rankine com as mesmas condições de operação, devido a característica de evaporação a temperatura constante da água, absorve apenas 15% da energia que o ciclo Kalina consegue absorver segundo Mlcak (1996), com é visto na Figura 3.6. Para que a mesma quantidade de calor seja transferida é necessário que se diminua a pressão de evaporação a 55 kPa, o que não é viável.

Figura 3.6 – Temperatura em função da porcentagem de transferência de calor no ciclo Rankine.

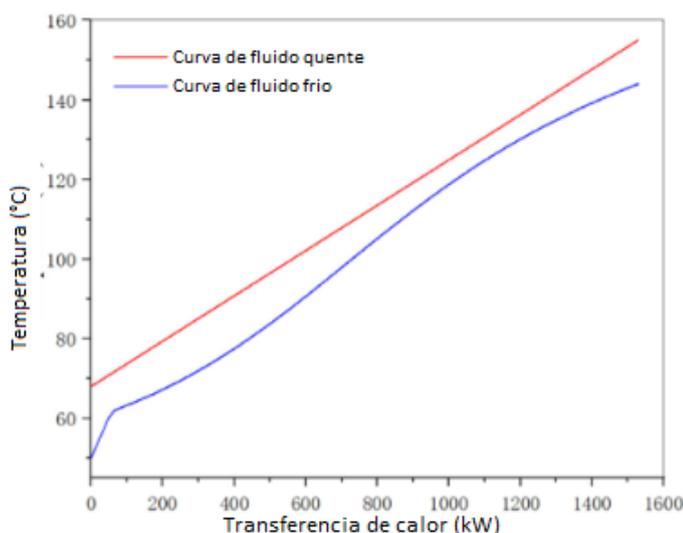


Fonte: Mlcak (1996).

Para entender melhor o processo de evaporação é necessário compreender alguns parâmetros que o influenciam. O primeiro dele é o *Pinch Point*, em uma tradução livre, Ponto de Pinça. Como visto no trabalho de Izidoro (2016), o *Pinch Point* é a diferença mínima de temperatura entre o fluido de trabalho e a fonte de calor. Segundo Kehlhofer et al. (2009), uma redução no valor deste parâmetro proporciona uma melhor correspondência térmica no trocador de calor, porém a área deste equipamento deve ser maior e com isto aumenta seu custo.

O *Pinch Point* vem sendo estudado por diversos autores, principalmente em relação a sua localização no processo de mudança de fase. A mudança de fases em uma mistura de água e amônia na realidade não acontece de forma linear, e como visto no estudo de Kim, Han e Kim (2012), e é ser afetada por variações de parâmetros do sistema, como concentração de amônia e temperatura de operação do evaporador. A mudança de fase com temperatura variável e não linear é vista na Figura 3.7.

Figura 3.7 – Mudança de fase com temperatura variável e não linear.



Fonte: Zhou et al. (2020).

Kim, Ko e Kim (2014) propõem um método eficiente para a avaliação do *Pinch Point*, se utilizando de um conceito denominado temperatura imaginária. Este método se comprovou útil principalmente em casos com o *Pinch Point* entre os pontos de bolha, que é o momento onde o fluido entra no estado de líquido saturado, e o ponto de vapor saturado.

Outro estudo sobre o *Pinch Point*, porém voltado para o ciclo Kalina é o de Zhou et al. (2020). Seu modelo permite a mudança de fase não isotérmica do fluido de trabalho,

e como resultado, obteve um uma melhoria de 12% na potência líquida em relação a outras metodologias já existentes.

A descrição feita por Srinivas, Ganesh e Shankar (2019), por simplificação, considera o *Pinch Point* no ponto de bolha do sistema, ou seja, quando o fluido de trabalho atinge o ponto de líquido saturado no evaporador. Esta hipótese também foi utilizada por Izidoro (2016), onde ele dividiu o evaporador de um ciclo Rankine orgânico em economizador e evaporador para realizar a modelagem.

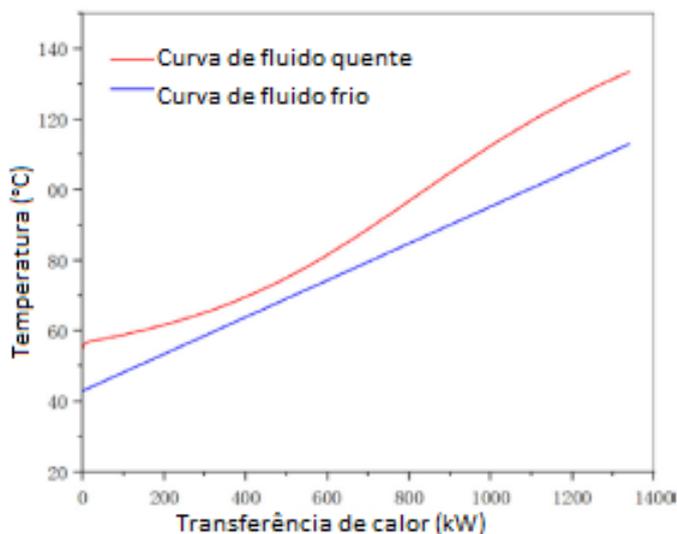
A pressão de atuação no evaporador é outro fator que influencia na produção de potência. Em pressões moderadas, o ciclo proposto por Kalina, em geral, tem melhores resultados comparado ao ciclo orgânico de Rankine (HETTIARACHCHI; GOLUBOVIC; WOREK, 2007).

Rodríguez (2014) afirma que há uma pressão de atuação ótima do evaporador. Isto ocorre pois quando é elevado a pressão acima da ótima, há um aumento na qualidade do vapor, com maior quantidade de amônia presente no fluxo que vai pra turbina, o que provoca redução do fluxo de vapor e conseqüentemente a queda na produção de potência. A pressão abaixo da ótima provoca redução na queda de entalpia pela turbina.

O parâmetro que também tem forte influencia no desempenho do ciclo é a diferença de temperatura terminal, conhecida pela sigla TTD (*terminal temperature difference*). Este parâmetro indica a diferença de temperatura entre a fonte quente e a entrada de vapor na turbina (RODRÍGUEZ, 2014). O aumento da TTD é favorável para o desempenho do ciclo pois possibilita a evaporação de uma quantidade maior de fluido, aumentando assim a vazão mássica pela turbina o que leva produção de mais potência.

Outro processo característico de troca de calor no ciclo de Kalina é a condensação. Este assim como a evaporação em um ciclo Kalina ocorre em temperatura variável, o que também possibilita uma melhor correspondência térmica entre os fluidos que passam no evaporador. O processo de condensação com temperatura variável é visto na Figura 3.8.

Figura 3.8 – Condensação a temperatura variável.



Fonte: Adaptado de Zhou et al. (2020).

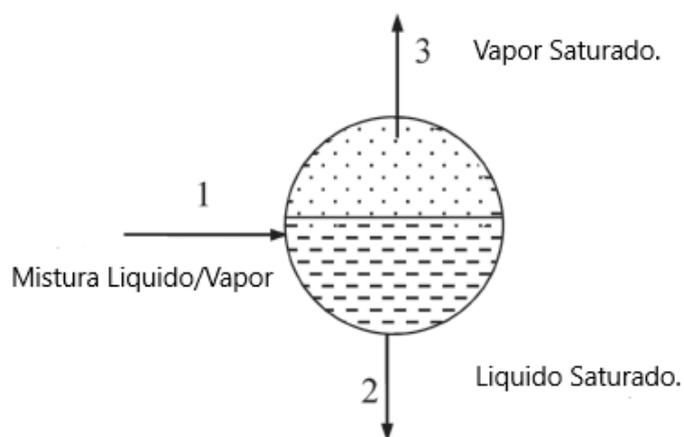
Segundo Srinivas, Ganesh e Shankar (2019), a pressão no dissipador para uma mistura, é muito maior que para um fluido puro. Esta poderia ser uma grande desvantagem do ciclo, porem a alta temperatura do fluido de trabalho permite um melhor aproveitamento da energia do ciclo (MLCAK, 1996).

É visto no trabalho de Rodríguez (2014) que para uma mistura com maior concentração de amônia é necessário uma pressão de condensação maior para condensar o fluido. Como exemplo ele cita que para uma temperatura de 37°C, a pressão de condensação em um fluido com 65% de amônia é de 800 kPa, para um fluido de 75% é de 1000 kPa e para um fluido de 85% é de 1200 kPa.

3.2.1.2 Separação

A separação, segundo Modi e Haglind (2017) é o processo que diferencia o ciclo Kalina do Rankine. Este ocorre em um dispositivo chamado separador, que atua por gravidade, onde o fluido em fase gasosa tem menor densidade, é extraído e mandado para o dispositivo de expansão, enquanto o restante que está em fase líquida segue outro fluxo (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019). O processo de separação é visto na Figura 3.9.

Figura 3.9 – Separador.

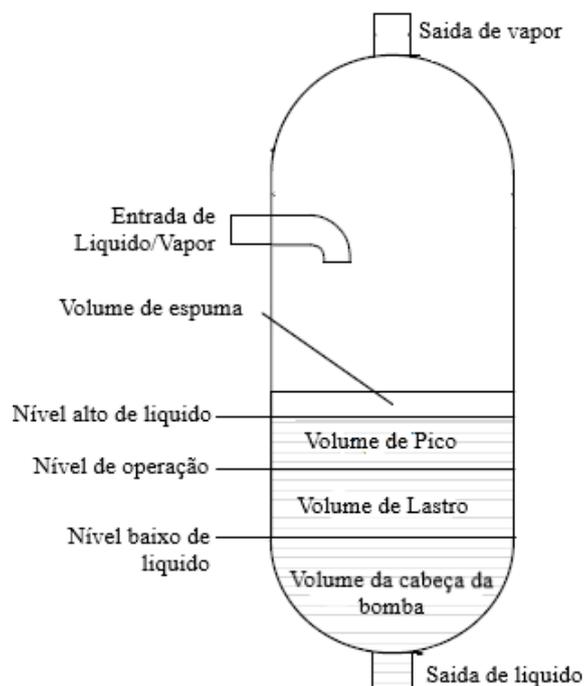


Fonte: Adaptado de Wang et al. (2019).

Os principais parâmetros que influenciam no separador são a pressão e temperatura de atuação do equipamento e fração de vapor na mistura (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019). A modelagem do sistema pode ser realizada conhecendo dois dos parâmetros citados.

Uma explicação mais detalhada do processo de separação e do próprio equipamento que atua por gravidade é vista no estudo de Zheng et al. (2015). Segundo seus estudos, o separador pode ter uma redução de pressão devido ao fluido instável, fazendo com que o líquido saturado tenha um aumento de volume, gerando um volume de espuma no equipamento. O volume de pico é utilizado quando se dá a "partida" no ciclo, sendo que há um aumento repentino na quantidade de líquido. O volume de lastro, compensa quando o nível do separador está a baixo de operação. O volume da cabeça da bomba (em tradução livre) tem como função evitar a cavitação. A Figura 3.10 contém o separador mais detalhado.

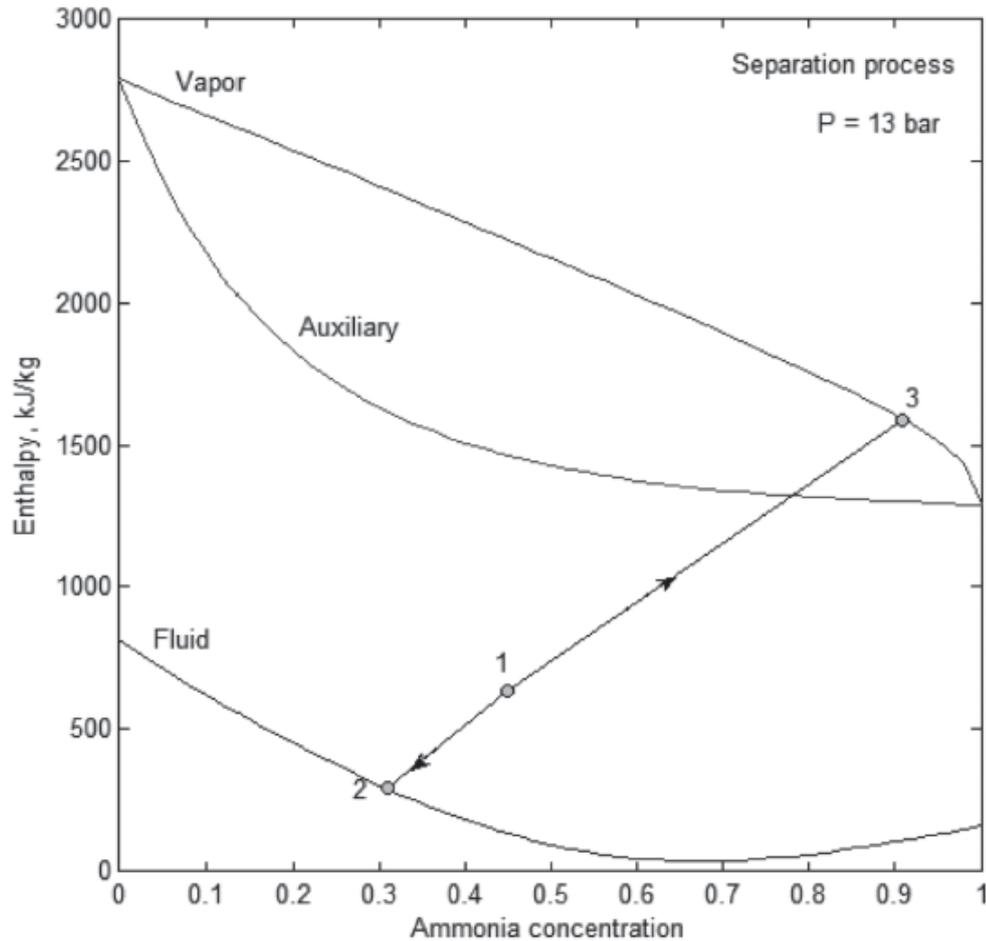
Figura 3.10 – Separador detalhado.



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

Uma característica do processo de separação é a concentração de amônia diferente nas saídas do equipamento. O vapor que vai para a turbina é conhecido como líquido rico em amônia, e o outro fluxo, que está como líquido saturado é pobre em amônia (SUN et al., 2014), Através de um diagrama de entalpia em função da concentração, visto na Figura 3.11, Srinivas, Ganesh e Shankar (2019) demonstra a concentração de amônia em ambas as saídas.

Figura 3.11 – Diagrama entalpia em função da concentração.



Fonte: Adaptado de Srinivas, Ganesh e Shankar (2019).

O fluido contendo líquido e vapor entra no separador, no ponto 1, contendo uma concentração de amônia de 46%. Considerando um processo isobárico, o vapor saturado sai com uma concentração de 88% e o líquido saturado com 30% de amônia (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019). Conhecendo a concentração de amônia é possível então conhecer a fração de vapor no fluido.

3.2.1.3 Estrangulamento

O estrangulamento é um processo muito comum nos ciclos de refrigeração. Consiste na utilização de uma válvula reguladora de pressão, ou tubo capilar, que acelera o fluido de trabalho, diminui sua temperatura e reduz sua pressão. É considerado um processo irreversível isentálpico que tem como função a separação das linhas de alta e baixa pressão (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019).

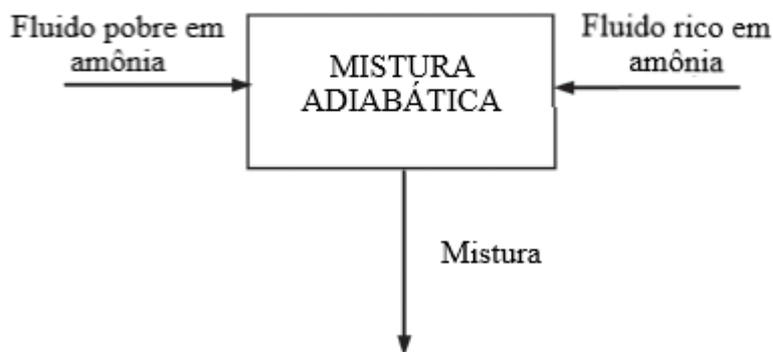
O processo de estrangulamento, que ocorre no fluxo pobre em amônia, causa perda de exergia no sistema e, conseqüentemente, diminui a eficiência do ciclo (HE et al., 2014). Buscando diminuir essa perda exegética, pesquisadores vem realizando estudos e propondo soluções. He et al. (2014) propuseram um ciclo com expensor de duas fases para substituir a válvula reguladora de pressão. Mokarram e Mosaffa (2018) também propuseram um expensor de duas fases substituindo a válvula em um ciclo com fonte geotérmica, e como resultado obtiveram um ganho de 6% na energia gerada.

Em outro estudo sobre melhorias através do processo de estrangulamento, Li, Zhang e Li (2013) propuseram uma modificação do ciclo Kalina onde a válvula é substituída por um ejetor. Como resultado obtiveram uma redução de pressão na saída da turbina e, conseqüentemente, uma potência líquida e eficiência térmica maior que a original.

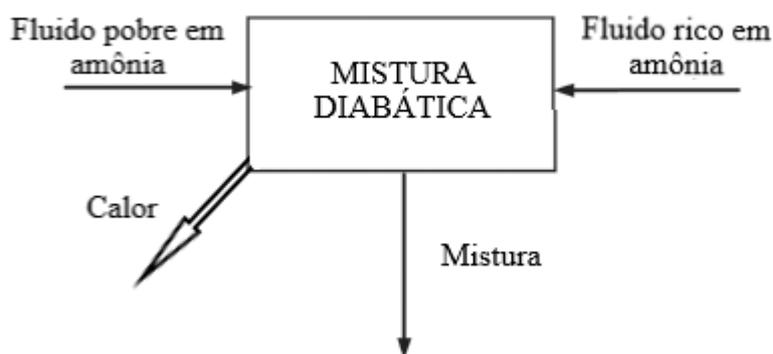
3.2.1.4 Mistura

O processo de mistura dos fluxos rico e pobre em amônia é realizado em um equipamento chamado misturador. Este processo pode ocorrer com ou sem perda de calor, sendo chamado de diabático ou adiabático respectivamente (SRINIVAS; GANESH; SHANKAR, 2019). É um processo que por ter perdas desprezíveis de pressão, pode ser considerado isobárico, e a temperatura de saída da mistura depende das temperaturas de entrada. O processo adiabático e diabático é visto nas Figuras 3.12(a) e 3.12(b) respectivamente.

Figura 3.12 – Processo de mistura



(a) Mistura adiabática.



(b) Mistura diabática.

Fonte: Adaptado de Srinivas, Ganesh e Shankar (2019).

3.2.1.5 Turbina e bomba

Estes processos são basicamente iguais no ciclo de Kalina e de Rankine. Uma das grandes vantagens do ciclo Kalina é o fluido de trabalho com peso molecular ligeiramente diferente ao de Rankine, o que possibilita utilizar dos mesmos dispositivos (LOLOS; ROGDAKIS, 2009). Esta característica proporciona a vantagem de que se houver algum avanço na tecnologia do ciclo de Rankine, o de Kalina também será beneficiado.

A turbina tem como função a expansão do vapor de amônia para conversão de sua energia térmica em mecânica, alimentando assim o gerador. Sua vida útil depende de vários fatores, Najjar, Alalul e AmerAbu-Shamleh (2020), por exemplo, mostraram que a porcentagem de degradação do componente pode aumentar com a carga operacional. Como adotado no trabalho de Gao e Chen (2018) este dispositivo pode ter como material de construção o aço carbono.

Já a bomba tem como função elevar a pressão do ciclo. Como já dito, e segundo Lolos e Rogdakis (2009), a bomba pode ser a mesma utilizada em ciclos Rankine, sendo a escolha de Gao e Chen (2018) para seu ciclo Kalina, uma bomba centrífuga fabricada em aço inoxidável utilizada também em ciclos Rankine Orgânico como visto em Li e Dai (2014) e Izidoro (2016).

3.3 Riscos da mistura Amônia-Água

A utilização da amônia em ciclo térmicos não começou com o de Kalina na década de 80. Este composto é muito utilizado em sistemas de refrigeração devido seu ótimo desempenho termodinâmico, baixo custo e não agredir tanto o meio ambiente quando comparada a outros fluidos termo dinâmicos (LOPES et al., 2015).

Os maiores riscos na utilização da amônia em um ciclo térmico está no vazamento do fluido para o ambiente (NAPOLEÃO, 2003). Entre as principais causas destes vazamentos estão falha de operação ou interna no processo, dano devido a corrosão ou impacto físico externo e também soldas de má qualidade. Estes vazamentos acontecem estatisticamente em maior parte na zona de baixa pressão do ciclo, devido ao maior cuidado com a parte de maior pressão.

A maioria dos vazamentos ocorrem em áreas ventiladas, o que facilita a dispersão da amônia, o que pode tornar as áreas vizinhas perigosas (NAPOLEÃO, 2003). Este problema porem podem ser controlados com a utilização de água, devido a grande afinidade entre os fluidos.

Com a dispersão da amônia no ar surge então a preocupação da inalação por uma pessoa, e o risco a sua saúde. Porem a amônia tem um odor característico que facilita sua identificação (RODRÍGUEZ, 2014). A partir disto, a pessoa tem um tempo para reagir ao vazamento. A Tabela 3.2 mostra os danos físicos a uma pessoa saudável a partir da exposição a determinadas concentrações de amônia no ar.

Tabela 3.2 – 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 oC, 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 Lindborg (1996).

A amônia é inofensiva até concentrações de 300 ppm, e segundo Rodríguez (2014), o ser humano consegue identificar a presença do componente no ar com concentrações próximas 50 ppm, podendo assim tomar medidas para parar o vazamento ou evacuar o local. Outra forma de identificar a presença de amônia é a partir de uma nuvem branca formada no ar devido a grandes concentrações deste composto (NAPOLEÃO, 2003).

4 METODOLOGIA

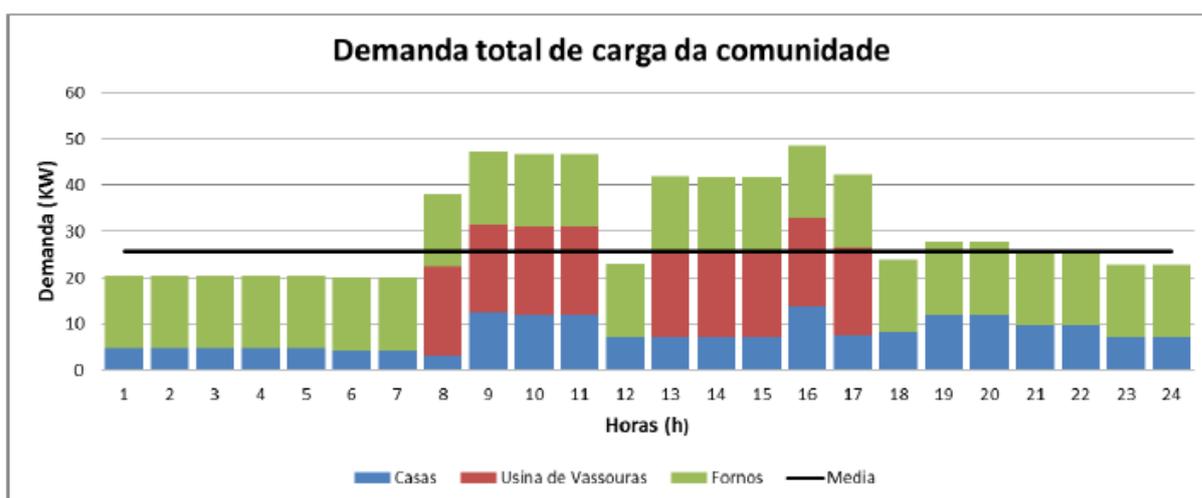
Neste capítulo é demonstrada a metodologia utilizada para realizar os estudos sobre o ciclo Kalnia neste trabalho. Sendo então descrito o modo que foi definida a demanda energética e estabelecido o recurso energético para alimentação do sistema, além das modelagens matemáticas para análise termodinâmica e econômica.

4.1 Estudo de caso

A comunidade de Santo Antônio fica localizada a 92 quilômetros de Breves no estado do Pará, sendo o único acesso possível ao local através de viagens de barco que duram em média 3 horas (PINHEIRO et al., 2012). Sua demanda energética é suprida através de grupos geradores a diesel, que consomem em média 400 litros de diesel por dia para fornecer energia elétrica a população local e manter suas atividades econômicas.

No local, quando estudado por (PINHEIRO et al., 2012), havia no local uma fabrica de vassouras, um armazém de madeira, uma serraria, uma mercenária, duas igrejas, uma escola, trinta e seis casas agrupadas e seis casas espalhadas. A demanda elétrica da comunidade é apresentada na Figura 4.1.

Figura 4.1 – Demanda da comunidade de Santo Antônio.



Fonte: Vela (2018).

Através da demanda local foi escolhido uma potência nominal para o sistema de abastecimento de 53kW (VELA, 2018). Esta potência é suficiente para suprir toda a demanda energética estimada, além de conter um pequeno excedente escolhido por Vela (2018), que possibilita uma margem de segurança em caso de aumento da potência requerida.

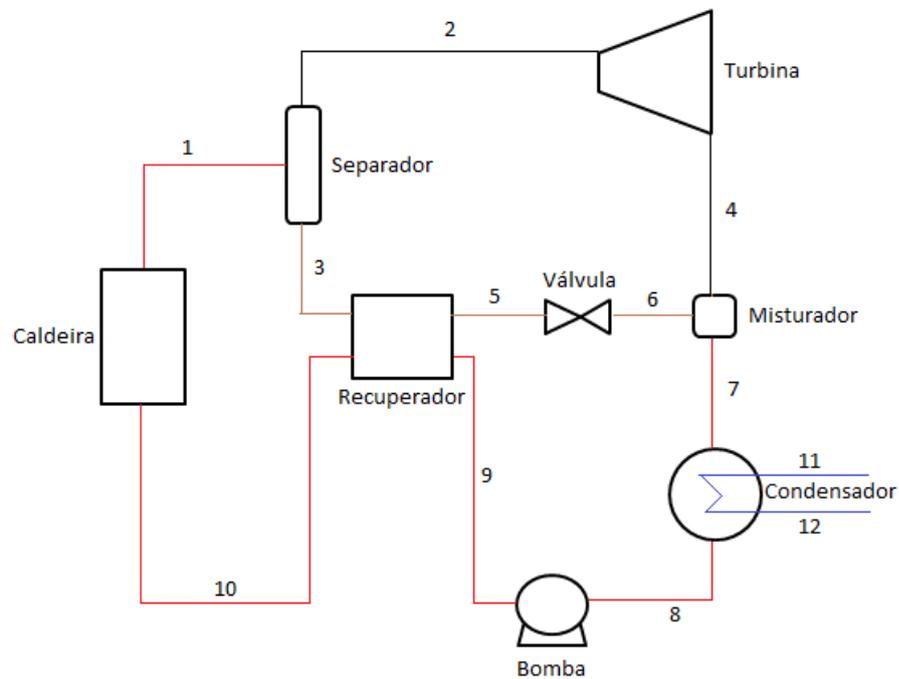
As atividades locais relacionadas a fábrica de vassouras produzem serragem de madeira como subproduto. Esta possui um potencial calorífico significativo e pode ser utilizada como combustível em um sistema térmico. Segundo Pinheiro et al. (2012) são produzidos aproximadamente 18 metros cúbicos de serragem por dia, o que equivale a cerca de 430 kg/h de um combustível de poder calorífico estimado em 16,9 MJ/kg.

É então escolhido um ciclo dentre família Kalina, buscando análise deste sistema que é uma novidade, para o suprimento de energia da comunidade utilizando a biomassa de serragem como fonte de energia. A análise desta tecnologia é necessária para entender a viabilidade desta tecnologia, relativamente nova, para a geração de energia em comunidades isoladas.

4.2 Escolha do ciclo dentre as possibilidades da família de ciclos Kalina.

O ciclo escolhido para alimenta a comunidade é o Kalina com recuperador de alta temperatura, que segundo Srinivas, Ganesh e Shankar (2019), tem como função a redução da carga no dispositivo de evaporação e no condensador do sistema. Ainda para o sistema foi escolhido a alimentação através de uma caldeira que aquece diretamente o fluido de trabalho, evitando assim a necessidade de um trocador de calor extra e a utilização de óleo térmico que acrescentam significativamente no custo de instalação da usina. O ciclo é ilustrado na Figura 4.2. Este ciclo foi escolhido pois a altas temperaturas a amônia pode ficar instável e ocorrer a corrosão do nitreto (MURUGAN; SUBBARAO, 2008). Outro ponto que levou a escolha deste ciclo é a grande gama de pesquisas em ciclos Kalina com baixas temperaturas.

Figura 4.2 – KCS com recuperador de alta temperatura.



Fonte: Do autor (2020).

4.3 Parâmetros de Atuação do ciclo Kalina

Com o ciclo Kalina definido, é realizada a escolha dos parâmetros de atuação do ciclo. Assim como para os demais ciclos termodinâmicos, são adotadas algumas hipóteses para simplificação da modelagem matemática do sistema. Para o ciclo Kalina escolhido, as hipóteses são listadas abaixo.

- O sistema está em estado estacionário;
- O fluido de trabalho sai da caldeira com título entre 0 e 1;
- O processo de separação é adiabático;
- O separador divide o fluido em líquido e vapor saturado;
- O título é maior que 0,9 na saída da turbina;
- O *Pinch Point* do recuperador ocorre na saída do fluido pobre em amônia, sendo este no mínimo 5°C;
- O processo de estrangulamento na válvula reguladora de pressão é isentálpico;

- A mistura é um processo adiabático;
- O *Pinch Point* do condensador ocorre na saída do mesmo;
- O fluido sai do condensador como líquido saturado;
- O recuperador eleva a temperatura do fluido até o ponto de bolha;

Com as devidas hipóteses definidas, é definido a temperatura de saída do fluido de trabalho na caldeira. Segundo Srinivas, Ganesh e Shankar (2019) o ciclo escolhido pode atuar em baixas temperaturas, que é de 100°C a 200°C. Portanto, é definido que a temperatura após a caldeira é de 105°C inicialmente para validação do sistema, e após isto é ajustado este valor para melhor desempenho do ciclo. A validação do sistema é realizada com resultados obtidos por Li, Zhang e Li (2013) e Bahrapoury e Behbahania (2017), pois são dois trabalhos com o ciclo semelhante ao escolhido neste.

A pressão de atuação da caldeira também é um parâmetro de grande influência no desempenho do sistema. É adotado uma pressão inicial de 1550 kPa, e este valor é ajustado através de interações posteriores para que seja escolhido a melhor opção para o caso.

Ao trabalhar com a mistura de água e amônia, é necessário escolher a concentração de amônia na mistura. Esta escolha deve ser realizada, observando a necessidade de sempre haver líquido e vapor na saída da caldeira. Portanto, é adotado um valor inicial de 60,6% para realizar a validação, valor este que foi obtido nos trabalhos de Li, Zhang e Li (2013) e Bahrapoury e Behbahania (2017) para uma concentração de 95% de amônia na entrada da turbina. Após isto é realizada a interação para escolha da melhor concentração para cada pressão de atuação da caldeira testada.

Após o separador a concentração de amônia é alterada em ambos os fluxos. A amônia tem uma menor temperatura de ebulição, o que provoca uma maior concentração deste composto no fluxo de vapor para a turbina. A concentração de amônia é encontrada através das propriedades de temperatura e pressão do separador quando o fluido é vapor saturado. Assim como a concentração do fluxo de líquido saturado é encontrado com as mesmas propriedades do separado.

A pressão de atuação do condensador é dependente da temperatura do fluido de arrefecimento. No caso da comunidade é escolhido como este fluido a água proveniente do rio local, a temperatura ambiente. Portanto utilizando de um condensador de contra fluxo, a pressão de

atuação é a qual o fluido de trabalho condensa a temperatura ambiente da água somada a temperatura de *Pinch Point*. Outro parâmetro definido no condensador é o aquecimento máximo da água de resfriamento. É adotado para este projeto, por não ter uma torre de resfriamento, a diferença máxima de 10°C.

4.4 Modelagem termodinâmica

Com os parâmetros de atuação definidos, é realizada então a modelagem termodinâmica do sistema no *software* EES - *Engineering Equation Solver*. Esta começa após a caldeira, no ponto 1 da Figura 4.1, onde já é conhecido a temperatura, pressão e concentração de amônia na mistura. Com estes parâmetros é encontrado assim a entalpia no local.

A próxima etapa é a análise do separador. Este, como dito no tópico anterior, divide o fluido de trabalho em vapor e líquido saturado. Sabendo isto é encontrada as concentrações de amônia em cada uma das correntes de fluido, através das suas propriedades, sendo pressão, temperatura e título, considerando que o separador tem seu processo isobárico e adiabático.

Com as entalpias (h) na saída do separador definidas, é realizado então um balanço de massa e energia. O propósito destes balanços é encontrar a vazão mássica (\dot{m}) de fluido que entra no dispositivo e também a que sai como líquido saturado. A vazão de vapor é encontrada em uma etapa posterior. O balanço de massa e energia é visto nas Equações 4.1 e 4.2 respectivamente.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = (\dot{m}_2 \cdot h_2) + (\dot{m}_3 \cdot h_3) \quad (4.2)$$

Com a separação dos fluxos no evaporador há diferentes vazões de fluido de trabalho no sistema. Estas são mostradas na Tabela 4.1. A concentração de amônia é a mesma para o mesmo fluxo.

Tabela 4.1 – Vazão mássica pelo ciclo.

Fluido	Equações
Mistura Inicial	$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ (4.3)
Mistura rico em amônia	$\dot{m}_2 = \dot{m}_4$ (4.4)
Mistura pobre em amônia	$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ (4.5)

Fonte: Do autor (2020).

Devido a consideração de que os trocadores de calor e caldeira tem sua operação de forma adiabática, o ciclo opera então com duas pressões (P), que recebem o nome de alta e baixa pressão. A relação de pressão para cada ponto está na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Relação de pressões no ciclo proposto.

Pressão	Relação
Alta pressão	$P_1 = P_2 = P_3 = P_5 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11}$ (4.6)
Baixa Pressão	$P_4 = P_6 = P_7 = P_8$ (4.7)

Fonte: Do autor (2020).

O calculo da entalpia após a turbina é realizado através da eficiência isentrópica do dispositivo. Para isto é necessário encontrar a entalpia considerando que o processo é isentrópico, ou seja, a entropia do ponto 4 é igual a do ponto 2. Com a entalpia isentrópica (h_{s4}) encontrada em função da concentração de amônia no fluido, pressão de atuação do condensador, que é a baixa pressão, e entropia, é encontrada a entalpia real após a turbina através da Equação 4.8.

$$\eta_{turbina} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_{s4}} \quad (4.8)$$

O recuperador é um trocador de calor no qual aproveita a energia do fluido pobre em amônia para elevar a temperatura da mistura que passa pela bomba até o ponto de líquido

saturado. Através do balanço de energia no recuperador é possível encontrar a entalpia do fluido pobre em amônia após o dispositivo, como visto na Equação 4.9 As entalpias no fluxo de menor temperatura são encontradas posteriormente.

$$\dot{m}_3(h_3 - h_5) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (4.9)$$

O processo de redução de pressão na válvula reguladora é admitido como isentálpico, sendo assim, a entalpia não tem variação, com o valor do ponto 6 sendo igual ao ponto 5. Após a válvula, a pressão é igual a de atuação do condensador.

Ao chegar no misturador, os fluidos rico e pobre em amônia se unem novamente, voltando sua concentração ao valor inicial antes do separador. Este processo é adiabático e isobárico, e portanto, a entalpia no ponto posterior a este dispositivo (7) pode ser encontrada por meio do balanço de energia. Este é visto na Equação 4.10.

$$(\dot{m}_6 \cdot h_6) + (\dot{m}_4 \cdot h_4) = \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (4.10)$$

O condensador como dito no tópico anterior é quem regula a baixa pressão do sistema. Com pressão, concentração e título na saída do dispositivo obtidas, é calculado a entalpia neste ponto (h_8). O calor (\dot{Q}) do dispositivo é então calculado pela Equação 4.11.

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (4.11)$$

Através do calor rejeitado pelo condensador é calculada a vazão mássica de água necessária para arrefecimento do ciclo. A entalpia da água é calculada através das temperaturas, e da adoção de uma pressão, considerada para este trabalho 101 kPa. É importante lembrar que a variação da temperatura da água é pré estabelecida.

$$\dot{Q}_{\text{águaResfriamento}} = \dot{m}_{\text{águaResfriamento}}(h_{12} - h_{11}) \quad (4.12)$$

O balanço de energia no condensador é dado pela Equação 4.13.

$$\dot{Q}_{\text{águaResfriamento}} = \dot{Q}_{condensador} \quad (4.13)$$

A entalpia após a bomba é calculada, assim como na turbina, através de sua eficiência isentrópica, utilizando o volume específico do fluido. A Equação 4.14 é utilizada para encontrar a entalpia real após a turbina, sendo η a eficiência e \dot{W} a potência.

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{m}_8 \cdot v_8 \cdot (P_9 - P_8)}{\dot{W}_{bomba}} \quad (4.14)$$

É adotado para este projeto, que o recuperador eleva a temperatura do fluido de trabalho até o ponto de bolha, ou seja, líquido saturado. Portanto através do título, pressão e concentração de amônia é possível encontrar a temperatura e também a entalpia no ponto 10.

Com todas entalpias definidas, é possível agora definir a vazão mássica de fluido de trabalho pela turbina. Para isso é fixado a produção líquida de energia elétrica na demanda da comunidade, que é de 53 kW. A produção líquida para ser calculada necessita do conhecimento da potência elétrica da turbina que é encontrada através das Equações 4.15 e 4.16, considerando todas as eficiências do sistema.

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_4) \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_{eletrica_{turbina}} = \dot{W}_{turbina} \cdot \eta_{gerador} \quad (4.16)$$

O consumo de energia pela bomba é calculado da mesma forma pelas Equações 4.17 e 4.18.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_8 \cdot (h_9 - h_8) \quad (4.17)$$

$$\dot{W}_{eletrica_{bomba}} = \dot{W}_{bomba} \cdot \eta_{eletrico} \quad (4.18)$$

Portanto a produção líquida de energia do sistema é calculada pela Equação 4.19.

$$\dot{W}_{Eletrico_{liquido}} = \dot{W}_{eletrica_{turbina}} - \dot{W}_{eletrica_{bomba}} \quad (4.19)$$

O cálculo da eficiência térmica do ciclo envolve a parte de calor necessário na caldeira. Assim como os demais dispositivos é considerado uma eficiência para este dispositivo. O calor adicionado no fluido é encontrado através da Equação 4.20.

$$\dot{Q}_{Caldeira} \cdot \eta_{caldeira} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{10}) \quad (4.20)$$

A eficiência do ciclo então é calculada através da Equação 4.21.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{Elettrico liquido}}{\dot{Q}_{caldeira}} \quad (4.21)$$

No Apêndice A encontra-se os fluxogramas, para a validação e para o ciclo adotado para a comunidade, facilitando assim o entendimento de como foi realizada a modelagem.

Após a implementação das equações acima descritas, é realizado os ajustes de parâmetros para a concentração de amônia e pressão do fluido de trabalho na caldeira. Este processo, citado também no tópico anterior, tem como objetivo identificar os melhores parâmetros para atuação do sistema, buscando maiores eficiências e viabilidade de implementação com a quantidade de biomassa disponível.

4.5 Recurso energético para alimentação do sistema

Um dos principais requisitos de atuação do sistema de ciclo Kalina é operar somente com a biomassa disponível no local. Isto pois, a utilização de outro combustível pode elevar o custo de operação do ciclo. Atuar com este combustível é se utilizar de um recurso local para melhoria da qualidade de vida da população, além de economia, já que não há gastos na compra do mesmo, como ocorre com o diesel.

A biomassa proveniente das atividades de produção de cabo de vassoura é a serragem, que teve suas propriedades estudadas por Vela (2018). No local, são produzidas diariamente cerca de $18m^3$ por dia de serragem, o que convertendo, resulta em aproximadamente 430 kg deste combustível por hora. As propriedades da serragem são mostradas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Propriedades da serragem.

Propriedade	Valor	Unidade
Tamanho da serragem	3,18	mm
Teor de umidade	9,3	wt%
Densidade aparente	215	kg/m ³
Densidade real	1360	kg/m ³
Poder calorífico superior	18,8	MJ/kg
Poder calorífico inferior	16,9	MJ/kg

Fonte: Adaptado de Vela (2018).

Com a fonte energética definida é verificado então o consumo do sistema não excede a quantidade de biomassa disponível no local. Para isto é calculado o consumo através da caldeira, se utilizando do calor requisitado pelo sistema e também do poder calorífico encontrado no trabalho de Vela (2018). Portanto a biomassa consumida pelo ciclo pode ser encontrada através da Equação 4.22.

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{biomassa} \cdot PCI_{biomassa} \quad (4.22)$$

A massa de serragem requerida encontrada está em quilogramas por segundo. Para converter para biomassa por hora é realizada a multiplicação por 3600, que correspondem a quantidade de segundos em uma hora. Com a massa requerida por hora definida é adotado como pré requisito que o sistema opere consumindo até 80% da biomassa requerida, para que em caso de algum imprevisto, tenha uma quantidade de biomassa reservada para utilização. Portanto a Equação 4.23 mostra o requisito de atuação do sistema em relação a quantidade de biomassa.

$$\dot{m}_{biomassa_{requerida}} < \dot{m}_{biomassa_{disponivel}} \cdot F_{segurana} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_{biomassa_{requerida}} < 344kg/h \quad (4.24)$$

4.6 Análise econômica

A análise do sistema termodinâmico e dos recursos energéticos por si só não é suficiente para garantir que o ciclo Kalina é uma solução para a demanda energética da comunidade. Para poder afirmar que este sistema seja uma alternativa viável é preciso realizar uma análise de custos. Nesta seção é demonstrada a metodologia para análise de custos, assim como as referencias utilizadas para realizar este procedimento.

O procedimento ideal para realizar a análise de custos é a cotação diretamente com o fabricante dos equipamentos, assim como os prestadores de serviços envolvidos na construção da usina. Há diversos custos que devem ser considerados para realizar esta análise.

Como a cotação diretamente com o fabricante e prestadores de serviço é complexa, é realizada a análise dos gastos com o sistema através da metodologia presente em Turton et al. (2012), conhecida como Técnica de Custeio de Módulo (*Module Costing Technique - MCT*).

Esta metodologia abrange os gastos diretos e indiretos com o sistema, proporcionando uma análise próxima aos gastos reais.

Nem todos os equipamentos são precificados neste trabalho. A válvula reguladora de pressão, o misturador e o separador são desconsiderados da precificação por exigirem um projeto mais detalhado, o que não é o foco principal deste estudo.

Para os trocadores de calor, sendo estes o condensador e o recuperador, os custos são calculados em função da área de troca de calor do equipamento. Esta característica é encontrada para cada equipamento através da lei de resfriamento de Newton, vista na Equação 4.25, onde (Q) representa o calor transferido no equipamento, (A_{TC}) é a área do trocador, (ΔT) é a diferença logarítmica de temperatura e (U) é o coeficiente global de troca de calor.

$$\dot{Q} = A_{TC} \cdot U \cdot \Delta T \quad (4.25)$$

A quantidade de calor transferida no equipamento é demonstrada na análise termodinâmica. O coeficiente global de troca de calor tem sua definição complexa e tediosa, portanto é adotado os valores utilizados por Rodríguez et al. (2013), visto na Tabela 4.4. A diferença logarítmica de temperatura é encontrada através da Equação 4.26.

Tabela 4.4 – Coeficiente global de troca de calor.

Equipamento	U (kW/m ² K)
Condensador	1,1
Recuperador	1

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

$$\Delta T = \frac{(T_{Q1} - T_{F2}) - (T_{Q2} - T_{F1})}{\ln \frac{(T_{Q1} - T_{F2})}{(T_{Q2} - T_{F1})}} \quad (4.26)$$

Com a área dos trocadores de calor definidas é encontrado então os custos base (C_B°) para estes equipamentos. Para isto é considerado a área do componente na Equação 4.27, utilizada por Turton et al. (2012).

$$\log_{10} C_B^{\circ} = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A_{TC} + K_3 \cdot (\log_{10} A_{TC})^2 \quad (4.27)$$

Já os custos base da bomba e turbina são calculados através da potência destes equipamentos. A Equação 4.28 demonstra a relação entre os custos base e a potência do equipamento.

$$\log_{10}C_B^{\circ} = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}\dot{W} + K_3 \cdot (\log_{10}\dot{W})^2 \quad (4.28)$$

Os coeficientes K_1 , K_2 e K_3 dependem do equipamento escolhido. No caso deste trabalho é adotado o trocador de calor de tubo-duplo quando a área de troca de calor é inferior a $10m^2$, e modelo casco-tubo para maiores áreas. A bomba escolhida é do modelo centrífugo e a turbina modelo axial. Os valores para as constantes estão na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Coeficientes K para os equipamentos.

Equipamento	K_1	K_2	K_3	Capacidade
TC Casco-Tubo	4,3247	-0,3030	0,1634	10-100 [m^2]
TC Tubo-Duplo	3,3444	0,2745	-0,0472	1-10 [m^2]
Bomba centrífuga	3,3892	0,0536	0,1538	1-300 [kW]
Turbina axial	2,7051	1,4398	-0,1776	100-4000 [kW]

Fonte: Adaptado de Turton et al. (2012).

O custo base para equipamentos fora da capacidade pré estabelecida pode ser encontrada através da Equação 4.29, onde X é a área ou potência do equipamento. O expoente (n) depende do equipamento, sendo que para trocadores de calor é 0,55 e para turbinas é 0,5 (CARVALHO; TEIXEIRA; NOGUEIRA, 2004).

$$C_B^{\circ} = C_{B_{Min,Max}}^{\circ} \cdot \left(\frac{X}{X_{Min,Max}}\right)^n \quad (4.29)$$

Com os custos bases definidos para cada equipamento, é então calculado o valor de cada componente levando em consideração as condições de trabalho do sistema. A Equação 4.30 é utilizada para calcular estes custos que são definidos como C_{MOD} .

$$C_{MOD} = C_B^{\circ} \cdot F_{MOD} = C_B^{\circ} \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P) \quad (4.30)$$

Os valores de F_M e F_P dependem do material do equipamento e da pressão de operação respectivamente. Já as constantes B_1 e B_2 dependem do modelo de equipamento. O material adotado para cada componente é baseado nos trabalhos de Xia et al. (2016) e Gao e Chen (2018). As constantes estão na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Coeficientes para condições de operação.

Equipamento	Modelo	B_1	K_2	Material	F_M
Trocador de Calor	Casco-tubo de tubo fixo	1,63	1,66	Aço Carbono	1
Trocador de Calor	Tubo duplo	1,74	1,55	Aço Carbono	1
Bomba	Centrífuga	1,89	1,35	Aço Inoxidável	2,2

Fonte: Adaptado de Turton et al. (2012).

O fator referente a pressão (F_P) é encontrado através da Equação 4.31, onde os valores das constantes c_1 , c_2 e c_3 estão na Tabela 4.7.

$$\log_{10}F_P = c_1 + c_2 \cdot \log_{10}P + c_3 \cdot (\log_{10}P)^2 \quad (4.31)$$

Tabela 4.7 – Coeficientes c para os equipamentos.

Equipamento	c_1	c_2	c_3	Pressão (bar)
TC Casco-Tubo	0,03881	-0,11272	0,08183	P>5
TC Casco-Tubo	0	0	0	P<5
TC Tubo-Duplo	0	0	0	P<40
Bomba centrífuga	-0,3935	0,3957	-0,00226	P>10

Fonte: Adaptado de Turton et al. (2012).

A turbina, diferentemente do restante dos equipamentos já mostrados tem o seu fator de operação F_{MOD} tabelado. O valor adotado é de 3,5 para turbinas fabricadas em aço carbono, como visto em Gao e Chen (2018).

O processo para calcular o custo da caldeira escolhida para o ciclo é um pouco diferente do anterior, visto que a metodologia proposta por Turton et al. (2012) é complexa para este equipamento, sendo até sugerido por ele a utilização de uma planilha por ele desenvolvida. Foi então adotada a Equação 4.32 proposta Frangopoulos (1992) e utilizada por Lazzaretto e Marcor (1995) e Coronado et al. (2007). Nesta, o custo do equipamento depende basicamente da pressão de atuação do mesmo, da temperatura de saída do fluido de trabalho, da eficiência do equipamento e da energia recebida do combustível (E_{comb}).

$$C_{cal} = 784 \cdot (E_{comb})^{0,8} \left[1 + \left(\frac{1 - 0,9}{1 - \eta_{cal}} \right)^7 \right] \left[1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T_{saida} - 866}{10,42} \right) \right] \left[\exp\left(\frac{P_{saida} - 28}{150} \right) \right] \quad (4.32)$$

Onde P_{saida} é dado em kgf/cm^2 e T_{saida} é dado em kelvin.

Izidoro (2016) ainda considera uma taxa para importação dos equipamentos. Neste trabalho é considerado a taxa de importação para todos os equipamentos, exceto a caldeira, visto que a metodologia utilizada por Coronado et al. (2007) já tem incluso o preço de deslocamento do equipamento. Para cada componente importado é então utilizada a metodologia de Izidoro (2016), onde é considerado que o custo de importação do equipamento é encontrado através do custo base do mesmo, como visto na Equação 4.33.

$$C_{importao} = F_{importao} * \sum C_{MOD} \quad (4.33)$$

Com os custos para cada equipamento definidos, é então feita a atualização destes, visto que o preço do equipamento varia com o tempo. Para realizar esta atualização é utilizado o Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química - (*Chemical Engineering Plant Cost Index - CEPCI*), como visto no trabalho de Gao e Chen (2018). O preço atualizado do sistema é então calculado através da Equação 4.34, sendo considerado o ano de referencia para a caldeira 2007, ano da publicação de Coronado et al. (2007), e os demais componentes o ano de 2001, segundo Turton et al. (2012). O valor do CEPCI anual utilizado é visto na Tabela 4.8, sendo adotado o valor de 2019 para atual.

$$C_{atualizado} = \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2001}} \cdot [C_{importao} + \sum C_{MOD}] + \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2007}} \cdot \sum C_{Cal} \quad (4.34)$$

Tabela 4.8 – CEPCI Anual

Ano	CEPCI
2001	394,3
2007	525,4
2019	607,5

Fonte: Adaptado de CHEMICAL ENGINEERING (2020).

Com o valor de custo do equipamento atualizado é realizado o calculo dos custos de investimento anual (C_{IA}), o qual pode ser encontrado em função de uma taxa de juros e a vida útil do equipamento, como visto em Gao e Chen (2018). A taxa de juros foi variada entre 2% e 14%, sendo o tempo de vida do sistema 25 anos (IZIDORO, 2016).

$$C_{IA} = C_{Atualizado} \cdot \frac{i \cdot (i + 1)^t}{(i + 1)^t - 1} \quad (4.35)$$

O preço de operação e manutenção anual do sistema é dito por Quoilin (2011) como 3% do valor do custo de investimento anual. É adotado neste trabalho que o ciclo atua durante o ano 8000 horas.

Com todos estes dados definidos é então calculado o Custo Nivelado de Energia (*Levelized Cost of Energy* - LCOE), o qual possibilita a comparação de alternativas distintas de energia em uma mesma base, possibilitando saber o custo mínimo o qual é necessário vender a energia para ter um retorno econômico (IZIDORO, 2016). O LCOE pode ser encontrado somando os custo anual do sistema, somado aos custos de operação e manutenção anuais, dividido pela produção de energia anual, segundo Pawel (2014), como visto na Equação.

$$LCOE = \frac{C_{IA} + C_{OM}}{\dot{W}_{liq} \cdot H_A} \quad (4.36)$$

Com o LCOE definido é então comparado os valores para os ciclos testados neste trabalho. É também comparado ao estudo de Ázara (2019), onde ele escolhe outra forma de entregar energia elétrica a comunidade.

5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através da análise termodinâmica e econômica para o sistema. São utilizadas referências bibliográficas para a validação do sistema, que após isto é adaptado a comunidade.

5.1 Validação do ciclo escolhido

Realizada a modelagem termodinâmica conforme apresentado no capítulo anterior utilizando software EES, são utilizados os dados de entrada vistos na Tabela 5.1 para validação do sistema. Os resultados obtidos para estes dados são comparados com os valores obtidos por Li, Zhang e Li (2013) e Bahrapoury e Behbahaninia (2017). Na Tabela 5.2 estão os principais resultados obtidos para estes valores de entrada. Os demais resultados para a validação estão no Apêndice B.

Tabela 5.1 – Dados de entrada para validação.

Variável	Valor	Unidade
Pressão de evaporação	1550	kPa
Pressão de condensação	690	kPa
Concentração de amônia na entrada da turbina	95	%
Temperatura de saída do dispositivo de evaporação	105	°C
Vazão mássica pelo dispositivo de evaporação	0,24	kg/s
Eficiência isentrópica da turbina	100	%
Eficiência isentrópica da bomba	100	%

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 5.2 – Comparação entre resultados obtidos.

Variável	Li, Zhang e Li (2013)	Bahrapoury e Behbahaninia (2017)	Presente
η_{ciclo}	7,6%	7,8%	7,4%
Q_{evap}	161kJ/s	164kJ/s	162,9kJ/s
$W_{liquido}$	12,316kW	12,77kW	12,12kW

Fonte: Do autor (2020).

O valor obtido para a eficiência pode parecer pequeno comparado a eficiências de grandes usinas térmicas, porem dentro das condições de atuação a baixas temperaturas este valor é aceitável. Isto porque, um ciclo Rankine nas mesmas condições não conseguiria produzir energia.

A partir dos resultados obtidos é confirmado que a modelagem termodinâmica do sistema escolhido tem resultados semelhantes as modelagens de Li, Zhang e Li (2013) e Bah-rampoury e Behbahaninia (2017), sendo o desvio relativamente pequeno . Portanto é possível seguir com a análise de parâmetros para que se possa as melhores opções para as condições de operação na comunidade de Santo Antônio.

5.2 Análise termodinâmica

Após realizar a validação do sistema com a comparação junto a outros trabalhos, são alterados os parâmetros para a utilização do sistema na comunidade. Os dados de entrada que são utilizados nesta primeira modelagem são vistos na Tabela 5.3 .

Tabela 5.3 – Dados de entrada para análise termodinâmica.

Variável	Valor	Unidade
Pressão de evaporação	1550	kPa
Temperatura ambiente (Água de resfriamento)	28	°C
<i>Pinch Point</i> condensador	5	°C
Concentração de amônia na saída da caldeira	60,6	%
Temperatura de saída do dispositivo de evaporação	105	°C
Potência líquida do sistema	53	kW
Eficiência isentrópica da turbina	85	%
Eficiência gerador elétrico	98	%
Eficiência isentrópica da bomba	70	%
Eficiência motor elétrico da bomba	95	%
Eficiência da caldeira	85	%

Fonte: Do autor (2020).

As propriedades termodinâmicas do sistema são então obtidas a partir dos dados de entrada escolhidos anteriormente. Estas propriedades são vistas na Tabela 5.4. Com isto é analisado se as propriedades estão dentro dos parâmetros escolhidos para a atuação do sistema.

Tabela 5.4 – Propriedades termodinâmicas do sistema.

Índice	P (kPa)	T (°C)	X (%)	Q (%)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	1550	105	60,6	39,4	1,167	754,4	-
2	1550	105	95,13	100	0,4606	1533	4,855
3	1550	105	38,09	0	0,7064	247	-
4	635,1	70,36	95,13	96,47	0,4606	1441	4,917
5	1550	49,84	38,9	-	0,7064	-1,828	-
6	635,1	50	38,9	-	0,7064	-1,828	-
7	635,1	65,51	60,6	-	1,167	555,6	-
8	635,1	33	60,6	0	1,167	-76,64	-
9	1550	33,21	60,6	-	1,167	-74,96	-
10	1550	65,69	60,6	0	1,167	75,68	-
11	101	28	-	-	17,64	117,4	-
12	101	28	-	-	17,64	159,2	-

Fonte: Do autor (2020).

Conforme os dados obtidos para as propriedades termodinâmicas é verificado a funcionalidade do sistema termodinâmico. O primeiro parâmetro se verificar é a quantidade de vapor na saída da caldeira, visto que pelo ciclo escolhido, deve haver uma quantidade de vapor e outra de líquido neste local, para ser enviado ao separador. Como visto no ponto 1, a quantidade de vapor no fluido de trabalho (Q) é de 39,4%, o que permite a atuação do separador.

O segundo fator a ser observado é a quantidade de vapor na saída da turbina, que deve ser maior que 90% para evitar problemas nas pás do dispositivo, assim como adotado por Murugan e Subbarao (2007). Como visto na Tabela 5.5, a porcentagem de vapor é de 96,47% na saída da turbina, que corresponde ao ponto 4, portanto não haverá problemas decorrente de líquido na saída do dispositivo.

Analisando o recuperador, é verificado que o o fluxo de fluido pobre em amônia tem maior temperatura na entrada e saída do dispositivo, o que proporciona a troca de calor da forma correta. Portanto é possível calcular o *Pinch Point* deste trocador de calor, que visto na Tabela 5.5 tem valor de 16,63°C. Este valor é alto para o *Pinch Point*, sendo que trabalhos como o de Cao, Wang e Dai (2014) utilizam valores de até 5°C em seus trocadores de calor. Enfim, é possível ajustar os parâmetros para que seja reduzido este valor.

Os resultados provenientes dos dados de entrada da Tabela 5.3 são vistos na Tabela 4.13.

Tabela 5.5 – Resultados da análise termodinâmica.

Resultado	Valor	Unidade
Potência da Turbina	56,19	kW
Potência da Bomba	1,96	kW
Eficiência do térmica sistema	5,7	%
Capacidade térmica da Caldeira	792	kJ/s
Capacidade térmica do Recuperador	175,8	kJ/s
Capacidade térmica do Condensador	737,8	kJ/s
<i>Pinch Point</i> do Recuperador	16,63	°C
Quantidade de biomassa requerida	198,5	kg/h

Fonte: Do autor (2020).

Como visto na Tabela 5.5, a quantidade de biomassa requerida para gerar 53kW de energia elétrica é de 198,5kg/h. Este valor atende a disponibilidade de biomassa da comunidade, sendo consumido menos da metade dos 430kg/h disponíveis. Este valor atende ainda ao requisito de ficar abaixo dos 344kg/h, economizando 20% da biomassa para caso haja um imprevisto. Portanto pela análise de disponibilidade energética vide potencial calorífico de biomassa, o sistema escolhido atende a comunidade, apesar da baixa eficiência.

Estes valores já foram suficientes para atender a demanda energética da comunidade, com apenas 46,2% da biomassa disponível. Porém foram realizadas interações para poder escolher melhor estes parâmetros e buscar assim uma melhor adaptabilidade do ciclo perante a comunidade, visto que a temperatura de aquecimento do fluido na caldeira pode ser controlada, e não é um limitante como em projetos de usinas geotérmicas.

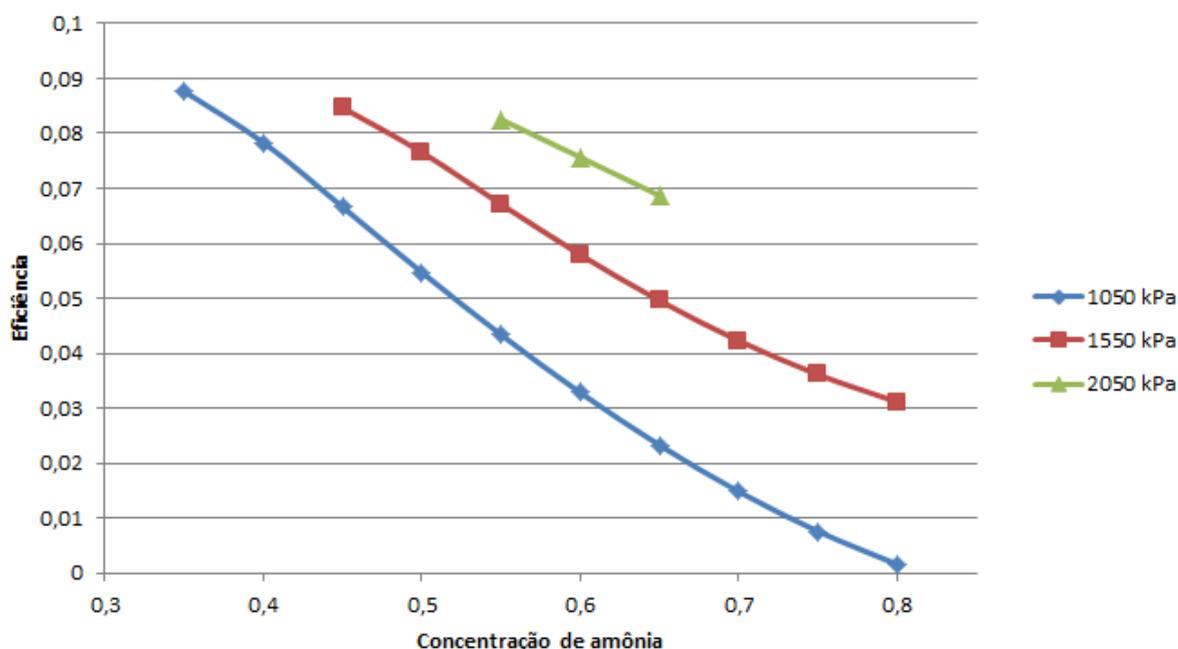
Buscando entender como se comporta o ciclo frente a variação dos parâmetros de entrada para melhor adaptação do mesmo, é variado a pressão de atuação da caldeira, a concentração de amônia no fluido que passa pela caldeira e a temperatura de saída do fluido no equipamento. Parâmetros como a pressão de atuação do condensador não podem ser variados, visto que são dependentes da temperatura da água de resfriamento do ciclo.

Devido a configuração do ciclo, na qual há o recuperador de calor, há limitantes no momento de se fazer a variação destes parâmetros. É necessário que sempre haja um *Pinch Point* de no mínimo 5°C, para que a troca de calor seja eficiente e a construção do equipamento não seja complexa. Portanto, não é aceito qualquer valor para os parâmetros que vão ser alterados, sendo que estes sempre devem respeitar a condição do recuperador.

A primeira variação ocorreu mantendo a temperatura inicial para saída do fluido da caldeira de 105°C, variando assim a pressão em 500kPa, e variando a concentração de amônia

para cada pressão. A variação da concentração de amônia deve respeitar também a condição de sempre haver uma mistura de líquido e vapor na saída da caldeira. Esta implica que a variação da concentração deve ser analisada para cada pressão. A Figura 5.1 mostra o gráfico de eficiência do sistema em função da concentração de amônia para cada valor de pressão testado.

Figura 5.1 – Eficiência do sistema em função da concentração de amônia com temperatura fixada.



Fonte: Do autor (2020).

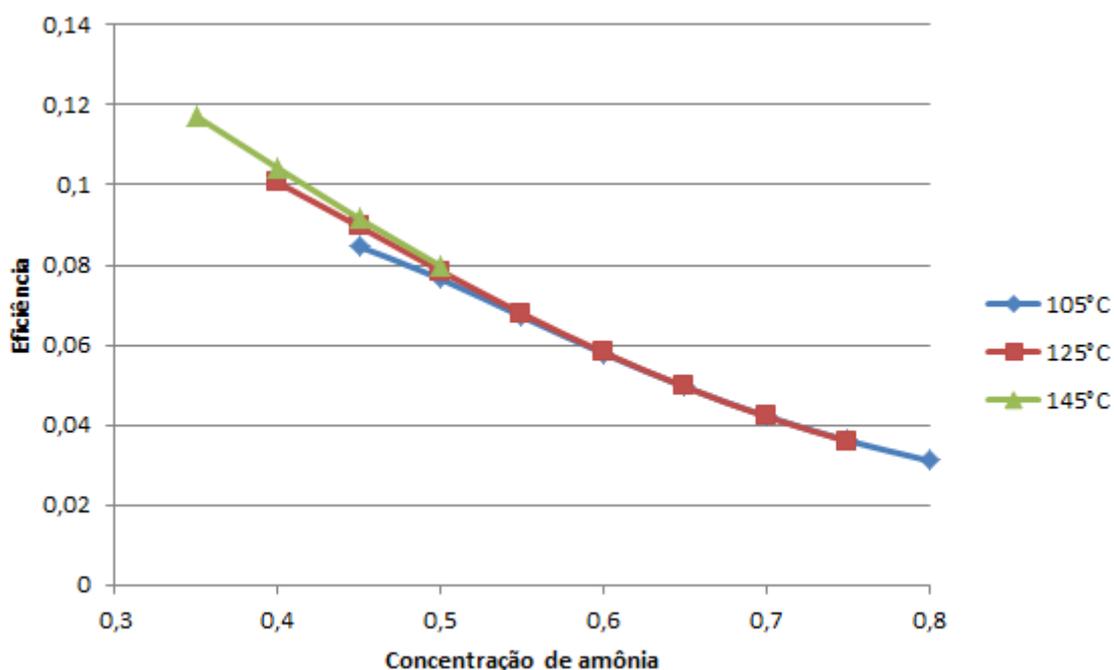
É visto na Figura 5.1 que para uma mesma pressão a eficiência do sistema decai com o aumento da concentração de amônia. Isto ocorre pois a eficiência do ciclo é inversamente proporcional a quantidade de calor adicionada no sistema pela caldeira, como visto nas Equação 4.21. A quantidade de calor é proporcional a vazão mássica de fluido que passa pela caldeira e também a variação de entalpia no dispositivo, como visto na Equação 4.20. Há uma redução da vazão com o aumento da concentração de amônia, proporcionado pela diminuição da variação de entalpia na turbina devido aumento da pressão de condensação. Porém o aumento da variação de entalpia na caldeira é muito maior que a redução da vazão, sendo assim necessário uma quantidade maior de calor, e conseqüentemente tenha menor eficiência, explicando assim a redução desta com o aumento da concentração.

Através da Figura 5.1 também é visto que com o aumento da pressão há uma menor faixa disponível para variação da concentração de amônia. Isto ocorre pela limitação provocada pelo recuperador, de que é necessário haver uma diferença de temperatura mínima para que seja possível a troca de calor entre os fluidos. Com o aumento da pressão, para uma mesma concen-

tração, é necessário o aumento da temperatura para se chegar ao ponto de líquido saturado, o que reduz a diferença de temperatura entres os fluidos no equipamento e consequentemente o *Pinch Point*.

A variação de temperatura do fluido saindo da caldeira fixando uma pressão também é fundamental para escolha de um ciclo com melhores condições de operação, visto que esta pode ser alterada no projeto da caldeira. Através da Figura 5.2 é visto como este fator influencia na eficiência do sistema.

Figura 5.2 – Eficiência do sistema em função da concentração de amônia com pressão fixada.



Fonte: Do autor (2020).

A Figura 5.2 mostra que a principal influência da temperatura no sistema está na faixa de concentrações de amônia que se pode utilizar no ciclo. O sistema que tem como temperatura após a caldeira 105°C deve conter concentrações entre 40% e 95% para que haja líquido e vapor no separador, porém valores abaixo de 45% e superiores a 80% tem um baixo *Pinch Point* no recuperador, sendo assim descartados. O mesmo ocorre para as outras temperaturas, que apesar de ter uma possibilidade de maior variação da concentração, tem estas limitadas pela redução do valor do *Pinch Point* no recuperador.

A concentração de amônia, como visto nas Figuras 5.1 e 5.2, tem influência benéfica para a eficiência do sistema quando reduzida a porcentagem de amônia. Um dos fatores que ocasionam isto é a necessidade de uma quantidade de líquido na saída da caldeira que vai ser enviado após o separador para o dispositivo de troca de calor responsável por aquecer o fluido

que entra novamente na caldeira até temperatura de líquido saturado. Quanto maior a quantidade de fluido vai para o recuperador, mais fácil é a troca de calor, e menos energia é necessária na caldeira, o que ocasiona uma redução no consumo de combustível.

Os demais resultados obtidos na análise de parâmetros estão no Apêndice C.

A partir dos resultados vistos na Figura 5.2, são escolhidos os valores de entrada para o ciclo da comunidade. São adotados os valores que levam a maior eficiência, sendo esta visto na curva de 145 °C. Os parâmetros que levam a estes valores estão na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Dados de entrada do ciclo com parâmetros modificados.

Variável	Valor	Unidade
Pressão de evaporação	1550	kPa
Temperatura ambiente (Água de resfriamento)	28	°C
<i>Pinch Point</i> condensador	5	°C
Concentração de amônia na saída da caldeira	35	%
Temperatura de saída do dispositivo de evaporação	145	°C
Potência líquida do sistema	53	kW
Eficiência isentrópica da turbina	85	%
Eficiência gerador elétrico	98	%
Eficiência isentrópica da bomba	70	%
Eficiência motor elétrico da bomba	95	%
Eficiência da caldeira	85	%

Fonte: Do autor (2020).

As propriedades termodinâmicas obtidas para os valores de entrada escolhidos são vistos na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Propriedades termodinâmicas do sistema para a comunidade.

Índice	P (kPa)	T (°C)	X (%)	Q (%)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	1550	145	35	24,41	0,7138	823,9	-
2	1550	145	76,78	100	0,1778	1832	5,491
3	1550	145	21,14	0	0,5360	489,3	-
4	166	71,45	76,78	91	0,1778	1518	5,491
5	1550	38,44	21,14	-	0,5360	23,14	-
6	166	38,73	21,14	-	0,5360	23,14	-
7	166	60,17	35	-	0,7138	395,6	-
8	166	33	35	0	0,7138	-67,27	-
9	1550	33,23	35	-	0,7138	-65	-
10	1550	111,7	35	0	0,7138	285	-
11	101	28	-	-	17,64	117,4	-
12	101	38	-	-	17,64	159,2	-

Fonte: Do autor (2020).

A partir das propriedades termodinâmicas apresentadas na Tabela 5.7, é verificado que o sistema atende todos os requisitos estipulados. Entre eles estão, a existência de líquido e vapor após a caldeira, visto que há 24,4% de vapor no fluido de trabalho. Outro requisito é porcentagem de vapor na saída da turbina (ponto 4) maior que 90%, sendo o resultado obtido 91%. A diferença de temperatura no recuperador também atende, visto que em ambas as extremidades o fluido pobre em amônia tem maior temperatura.

Os resultados para este ciclo são vistos na Tabela .

Tabela 5.8 – Resultados do ciclo escolhido.

Resultado	Valor	Unidade
Potência da Turbina	55,58	kW
Potência da Bomba	1,616	kW
Eficiência térmica do sistema	11,71	%
Capacidade térmica da Caldeira	384,6	kJ/s
Capacidade térmica do Recuperador	249,8	kJ/s
Capacidade térmica do Condensador	330,4	kJ/s
<i>Pinch Point</i> do Recuperador	5,2	°C
Quantidade de biomassa requerida	96,39	kg/h

Fonte: Do autor (2020).

Comparando ao ciclo com parâmetros iniciais, este apresenta uma melhor eficiência do sistema, consumindo assim menos biomassa, e com componentes como turbina, caldeira e condensador menores que os obtidos para a primeira escolha. Por outro lado a capacidade do recuperador é aumentada, e o *Pinch Point* do equipamento reduzido.

Vamos agora comparar a eficiência térmica do sistema (11,71%) contra a eficiência de uma máquina de Carnot que trabalha entre as mesmas temperaturas médias termodinâmicas de adição e rejeição de calor. Tanto para a caldeira como para o condensador (equipamentos onde ocorre a adição e rejeição de calor), a variação na entropia (ΔS) pode ser escrita pela Equação 5.1.

$$\Delta S = \frac{\dot{Q}}{T} \quad (5.1)$$

Onde \dot{Q} é o calor trocado e T a temperatura média termodinâmica de troca de calor.

Considerado que a temperatura pode ser encontrada através da Equação 5.2.

$$T = \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (5.2)$$

Temos assim para a caldeira, os valores vistos na Equação 5.3.

$$T_H = \frac{h_1 - h_{10}}{s_1 - s_{10}} = \frac{(823,9 - 285)kJ/kg}{(2,737 - 1,402)kJ/kg.K} = 403,67K \quad (5.3)$$

Para o condensador, os valores vistos na Equação 5.4.

$$T_L = \frac{h_7 - h_8}{s_7 - s_8} = \frac{(395,6 - (-67,27))kJ/kg}{(1,827 - 0,3837)kJ/kg.K} = 320,70K \quad (5.4)$$

Assim a eficiência de Carnot é calculada na Equação 5.5.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 0,2055 \quad (20,55\%) \quad (5.5)$$

Sendo a eficiência de segunda lei para o sistema então vista na Equação 5.6.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{ciclo}}{\eta_{Carnot}} = 0,57 \quad (57\%) \quad (5.6)$$

Agora vamos analisar de forma qualitativa a possibilidade de utilizar um ciclo Rankine no lugar do ciclo proposto.

- Para a temperatura e pressão de operação do ciclo Kalina na caldeira (145°C e 1550 kPa) a água se encontra como líquido comprimido, pelo que não é possível trabalhar num ciclo Rankine nestas condições.
- Para a pressão de operação seria necessária uma temperatura superior a 199,85°C para que a água evapore.
- Um ciclo Rankine trabalhando nas condições do Kalina aqui proposto, precisaria de um superaquecedor para garantir uma umidade na saída da turbina até 10%. A menor caldeira com estas características é projetada para trabalhar com pressões de operação de 22 bar no mínimo as quais é recomendável operar com temperatura de 300°C. Trabalhar a menores temperaturas faz com que a eficiência da caldeira seja inferior à de projeto.
- A pressão de condensação seria menor que a pressão atmosférica o que faz necessário o uso de um desaerador.
- O fluxo volumétrico é maior para o ciclo Rankine o que faz com que sejam necessárias tubulações de maior diâmetro.

- Os ciclos Rankine apresentam baixas eficiência trabalhando para baixas temperaturas em comparação com o ciclo ORC e Kalina.

Portanto do ponto de vista termodinâmico o ciclo com os dados de entrada modificados após a interação é mais apropriado para aplicação na comunidade de Santo Antônio, dentre as condições estabelecidas. Na próxima secção é avaliado se do ponto de vista econômico também é mais atrativo esta escolha.

5.3 Análise econômica

A primeira análise é feita para o ciclo com parâmetros de entrada vistos na Tabela 5.3. A partir dos resultados termodinâmicos são obtidos os valores para cada equipamento em seu ano de cotação, e por fim é realizado a soma e atualização conforme a Equação 4.34. Os trocadores de calor escolhidos são o de tubo-duplo para o recuperador e casco-tubo para o condensador. São então apresentados os valores na Tabela 5.9 , onde estão em dólar, moeda utilizada pela metodologia escolhida.

Tabela 5.9 – Custos obtidos para cada equipamento.

Equipamento	Valor (US\$)
Caldeira	210.020,00
Recuperador	17.517,00
Condensador	97.447,00
Turbina	294.027,00
Bomba	21.841,00
Custo de importação	106.965,00
Custo Total	747.817,00

Fonte: Do autor (2020).

Através destes valores é possível chegar ao custo de investimento anual do ciclo, assim como o custo de operação e manutenção. Também é calculado o custo nivelado de energia (LCOE), o qual indica o preço por megawatt hora produzido. Estes são vistos na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – LCOE para o primeiro ciclo.

Parâmetro	i= 2%	i= 6%	i= 10%	i= 14%
Custo de Investimento Anual (US\$)	38.304,00	58.499,00	82.386,00	108.806,00
Custo de Operação e manutenção (US\$)	1.149,00	1.755,00	2.472,00	3.264,00
LCOE (US\$/MWh)	93,05	142,10	200,10	264,30

Fonte: Do autor (2020).

Com a análise do primeiro ciclo realizada, é então realizada a análise para o ciclo com parâmetros modificados após a interação, com os dados de entrada contidos na Tabela 5.6. A principal alteração do sistema é adoção agora de um trocador de calor do tipo casco-tubo fixo, igual o do condensador, para o recuperador, já que a capacidade do mesmo foi elevada significativamente, requerendo uma área maior para troca de calor, como é visto no Apêndice D. Os valores encontrados para os custos de cada equipamento e importação, além do custo total de investimento do sistema estão na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Custos obtidos para cada equipamento do ciclo com parâmetros modificados.

Equipamento	Valor (US\$)
Caldeira	117.841,00
Recuperador	81.935,00
Condensador	84.757,00
Turbina	292.962,00
Bomba	21.297,00
Custo de importação	119.806,00
Custo Total	718.598,00

Fonte: Do autor (2020).

O custo anual de investimento para este sistema, assim como os custos de operação e manutenção e também o custo nivelado de energia para o ciclo com parâmetros modificados são mostrados na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – LCOE para o ciclo com parâmetros modificados.

Parâmetro	i= 2%	i= 6%	i= 10%	i= 14%
Custo de Investimento Anual (US\$)	36.807,00	56.214,00	79.167,00	104.555,00
Custo de Operação e manutenção (US\$)	1.104,00	1.686,00	2.375,00	3.137,00
LCOE (US\$/MWh)	89,41	136,6	192,3	254,0

Fonte: Do autor (2020).

Através da análise econômica é constatado que o ciclo com parâmetros de atuação modificados é mais vantajoso financeiramente para a comunidade, assim como na análise termodinâmica. Através dos resultados obtidos, é visto que a partir deste ciclo é possível economizar US\$29.219,00 em relação a primeira proposta. Tem se também um custo nivelado de produção de energia de US\$3,64 menor, considerando a taxa de juros em 2% e de US\$10,3 considerando 14%.

O sistema proposto neste trabalho também é vantajoso economicamente quando comparado a outra forma de geração de potência estudada por Ázara (2019) para a comunidade de

Santo Antônio , o ciclo Rankine Orgânico. Através da análise de diversos fluidos orgânicos como fluido de trabalho do sistema, Ázara (2019) concluiu que o menor custo de investimento para gerar os 53kW de potência para a comunidade é de 795 mil dólares. Portanto a escolha do ciclo Kalina para a comunidade pode resultar em uma economia de aproximadamente 76 mil dólares no custo de instalação.

O custo nivelado de energia encontrado para o ciclo Kalina, também é inferior ao encontrado por Ázara (2019). Enquanto o LCOE, considerando uma taxa de juros de 2%, para o ciclo Kalina é de 89,41 US\$/MWh, o custo nivelado de energia para o ciclo Rankine Orgânico é de 98,88 US\$/MWh. Isto quer dizer que o ciclo Kalina gera energia 9 dólares mais barata por quilowatt hora, tornando este sistema uma alternativa atraente quando comparado ao concorrente.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Conclusões

O presente estudo comprovou que a utilização de ciclo Kalina para geração de potência através da alimentação com biomassa é possível e pode ser uma alternativa a comunidades que não são ligadas as grandes fontes de energia elétrica nacionais. A implantação de uma pequena planta de sistema Kalina na comunidade de Santo Antônio é viável termodinamicamente, e tem um custo de instalação atraente quando comparado a outra alternativa já estudada para a comunidade.

Após uma análise dos parâmetros de atuação do ciclo foi escolhido os valores para implementação do sistema na comunidade. A partir desta análise foi elevado a eficiência de 5,7% para 11,7%, ocasionando assim uma redução no consumo de serragem de 102 kg/h. Isto quer dizer que o sistema pode operar com 22,4% da biomassa disponível na comunidade, proporcionando assim a possibilidade de utilização desta para outros fins, ou até mesmo para geração de mais energia elétrica. E como dito no inicio deste trabalho, o aumento na produção de energia pode melhorar as condições de vida para a população local.

Neste trabalho é realizada também a análise de custos para o sistema com parâmetros iniciais adotados da literatura, e com parâmetros atualizados a partir da análise realizada. Primeiramente é mostrado que a instalação do sistema custa para a comunidade o valor de US\$ 747.817,00 com um custo nivelado de energia de 93,05 US\$/MWh para uma taxa de juros de 2%. Já para o sistema com os parâmetros ajustados tem um custo de US\$ 718.598,00 e LCOE de 89,41 US\$ para a mesma taxa de juros. Isto representa uma redução no valor de instalação do ciclo com parâmetros otimizados de aproximadamente vinte e nove mil dólares, tendo um custo nivelado de energia mais em conta.

Comparando o sistema proposto neste trabalho com um operante a ciclo Rankine Orgânico proposto para a mesma demanda da comunidade, é possível afirmar que o ciclo Kalina é mais indicado para comunidade. Independente da eficiência do sistema, pois ambos conseguem operar com uma fonte energética já disponível na comunidade o sistema de ciclo Kalina tem um custo de instalação menor que o concorrente, o que o torna mais atrativo para instalação no local.

Portanto através do presente trabalho é apresentado um sistema inicial que pode suprir a demanda energética da comunidade de Santo Antônio no estado do Pará, com parâmetros

de atuação que atendem as restrições locais. Sobrando ainda recursos energéticos para uma possível expansão da produção de energia e com preços menores de instalação comparados a um sistema concorrente.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Ficam como sugestões para trabalhos futuros que buscam melhorar a implantação do sistema operante com ciclo Kalina na comunidade de Santo Antônio:

- Detalhamento do projeto da caldeira, separador e misturador;
- Alteração nos parâmetros de atuação buscando melhor eficiência do sistema;
- Análise exergética do ciclo para identificação das principais perdas do ciclo Kalina, e vantagens perante a demais ciclos.
- Análise de outras configurações do sistema Kalina, utilizando de sistemas de média e alta temperatura;
- Avaliação econômica de componentes mais complexos como o separador;
- Comparação econômica com mais soluções para produção de potência na comunidade, como o ciclo Rankine e outras fontes de energia;

REFERÊNCIAS

ANEEL. **Matriz de Energia Elétrica**. 2020. Disponível em: <<https://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em: 12 mar. 2020.

ÁZARA, M. P. M. de. **AVALIAÇÃO PRELIMINAR DE FLUIDOS ORGÂNICOS NÃO AZEOTRÓPICOS EM SISTEMAS ORC PARA GERAÇÃO DE POTÊNCIA ELÉTRICA**. 103 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) — Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2019.

BAHRAMPOURY, R.; BEHBAHANINIA, A. Thermodynamic optimization and thermoeconomic analysis of four double pressure kalina cycles driven from kalina cycle system 11. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 152, p. 110–123, 2017.

BRIDGE, B. A.; ADHIKARI, D.; FONTENLA, M. Electricity, income, and quality of life. **The Social Science Journal**, Routledge, v. 53, n. 1, p. 33–39, 2016.

CAO, L.; WANG, J.; DAI, Y. Thermodynamic analysis of a biomass-fired kalina cycle with regenerative heater. **Energy**, Elsevier, v. 77, p. 760–770, 2014.

CARVALHO, F. d. R.; TEIXEIRA, F.; NOGUEIRA, L. **Disseminação de Informações em Eficiência Energética**. [S.l.: s.n.], 2004.

ÇENGEL; YUNUS, A. **Termodinâmica**. [S.l.: s.n.], 2013.

CHEMICAL ENGINEERING. **2019 CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX ANNUAL VALUE**. 2020. Disponível em: <<https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average/>>. Acesso em: 28 out. 2020.

CORONADO, C. R. et al. Análise técnica -econômica de um sistema de cogeração aplicado a indústria de papel e celulose. In: **8º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA**. Cusco, Peru: [s.n.], 2007.

FRANGOPOULOS, C. Optimal synthesis and operation of thermal systems by the thermoeconomic functional approach. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 114, p. 707–714, 1992.

GAO, H.; CHEN, F. Thermo-economic analysis of a bottoming kalina cycle for internal combustion engine exhaust heat recovery. **Energies**, 2018.

HE, J. et al. Performance research on modified kcs (kalina cycle system) 11 without throttle valve. **Energy**, Elsevier, v. 64, p. 389–397, 2014.

HETTIARACHCHI, H. D. M.; GOLUBOVIC, M.; WOREK, W. M. The performance of the kalina cycle system 11, kcs-11 with low-temperature heat sources. **Energy Resources Technology**, ASME, v. 129, p. 243–247, 2007.

IZIDORO, D. L. **RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE BAIXA QUALIDADE EM USINAS TERMELÉTRICAS DE CICLO COMBINADO**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, 2016.

KALINA, A. Combined-cycle system with novel bottoming cycle. **SME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 1984.

- KEHLHOFER, R. et al. **Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants**. [S.l.: s.n.], 2009.
- KIM, K. H.; HAN, C. H.; KIM, K. Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia–water based power cycles. **Thermochimica Acta**, Elsevier, v. 530, p. 7–16, 2012.
- KIM, K. H.; KO, H. J.; KIM, K. Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia–water based power cycles. **Applied Energy**, Elsevier, v. 113, p. 970–981, 2014.
- LAZZARETTO, A.; MARCOR, A. Direct calculation of average and marginal cost from the productive structure of an energy system. **Journal of Energy resources Technology**, v. 117, p. 171–178, 1995.
- LI, S.; DAI, Y. Thermo-economic comparison of kalina and co2 transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in china. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, 2014.
- LI, X.; ZHANG, Q.; LI, X. A kalina cycle with ejector. **Energy**, Elsevier, v. 54, p. 212–219, 2013.
- LINDBORG, A. Ammonia: Reference and risk-evaluation when used as a refrigerant systems. In: **Anais do III Congresso Íbero-Americano de Ar-Condicionado e Refrigeração (CIAR)**. São Paulo: [s.n.], 1996.
- LOLOS, P.; ROGDAKIS, E. A kalina power cycle driven by renewable energy sources. **Energy**, Elsevier, v. 34, p. 467–464, 2009.
- LOPES, T. J. et al. Análise de risco aplicada a instalações industriais de refrigeração que utilizam amônia. **Revista Eletrônica em Gestão, Educação e Tecnologia Ambiental - REGET**, v. 19, p. 160–166, 2015.
- MLCAK, H. An introduction to the kalina cycle. In: **Proceedings of the International Joint Power Generation Conference**. United States: [s.n.], 1996. v. 30.
- MODI, A.; HAGLIND, F. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 138, p. 603–626, 2017.
- MOKARRAM, N. H.; MOSAFFA, A. A comparative study and optimization of enhanced integrated geothermal flash and kalina cycles: A thermoeconomic assessment. **Energy**, Elsevier, v. 162, p. 111–125, 2018.
- MURUGAN, R. S.; SUBBARAO, P. M. V. Effective utilization of low-grade steam in an ammonia–water cycle. **Indian Institute of Technology Delhi**, 2007.
- MURUGAN, R. S.; SUBBARAO, P. M. V. Thermodynamic analysis of rankine-kalina combined cycle. **Int. J. of Thermodynamics**, v. 11, p. 133–141, 2008.
- NAJJAR, Y. S. H.; ALALUL, O. F. A.; AMERABU-SHAMLEH. Steam turbine bottoming cycle deterioration under different load conditions. **Thermal Science and Engineering Progress**, Elsevier, 2020.

NAPOLEÃO, D. A. D. S. **Determinação da Entropia de Mistura Amônia e Água para Aplicações em Processos de Refrigeração por Absorção**. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual Paulista, 2003.

OMAR, A. et al. A review of unconventional bottoming cycles for waste heat recovery: Part ii – applications. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 180, p. 559–583, 2019.

PAWEL, I. The cost of storage—how to calculate the levelized cost of stored energy (lcoe) and applications to renewable energy generation. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 46, p. 68–77, 2014.

PINHEIRO, G. et al. Sustainable management model for rural electrification: Case study based on biomass solid waste considering the brazilian regulation policy. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 37, p. 379–386, 2012.

QUOILIN, S. **Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications**. Tese (Doutorado) — University of Liège, 2011.

RODRÍGUEZ, C. E. C. **Análise Paramétrica das Opções Tecnológicas para a Geração de Eletricidade a Partir de Fontes Geotérmicas Melhoradas de Baixa Temperatura**. Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ, 2014.

RODRÍGUEZ, C. E. C. et al. Exergetic and economic comparison of orc and kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in brazil. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 52, p. 109–119, 2013.

SRINIVAS, T.; GANESH, N. S.; SHANKAR, R. **FLEXIBLE KALINA CYCLE SYSTEMS**. [S.l.: s.n.], 2019.

SUN, F. et al. Energy exergy analysis and optimization of the solar-boosted kalina cycle system 11 (kcs-11). **Renewable Energy**, Elsevier, v. 66, p. 268–279, 2014.

TAUVERON, N.; COLASSON, S.; GRUSS, J. A. Available systems for the conversion of waste heat to electricity. In: **ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**. [S.l.: s.n.], 2014.

TCHANCHE, B. F.; PéTRISSANS, M.; PAPADAKISCI, G. Heat resources and organic rankine cycle machines. **Renewable and Sustainable Energy Reviewst**, Elsevier, v. 39, p. 1185–1199, 2014.

TURTON, R. et al. **Analysis, synthesis and design of chemical processes**. [S.l.: s.n.], 2012.

VELA, G. A. L. **Dimensionamento e seleção do sistema de armazenamento para sistemas híbridos de geração de eletricidade biomassa/fotovoltaica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, 2018.

WANG, J. et al. Proposal and thermodynamic assessment of a new ammonia-water based combined heating and power (chp) system. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 184, p. 277–289, 2019.

XIA, J. et al. Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (ccp) system for engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 128, p. 303–316, 2016.

ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. A review of research on the kalina cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 16, p. 5309–5318, 2012.

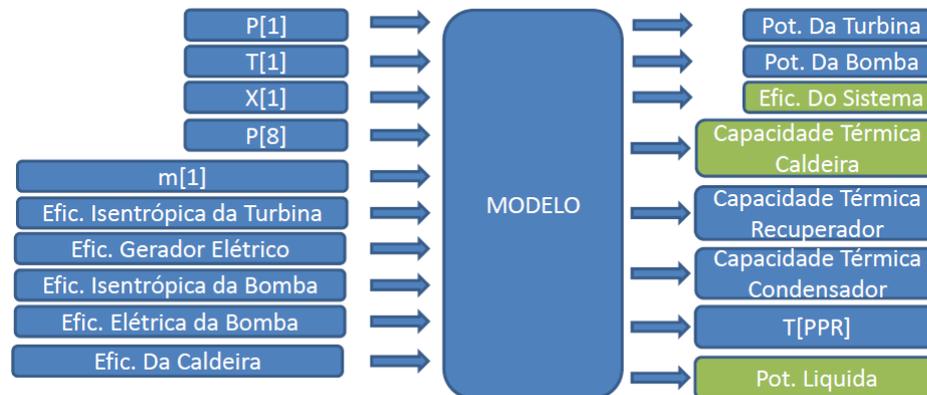
ZHENG, Y. et al. Numerical simulation study on characteristics of vertical gravity separator in a kalina cycle system. In: **Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition**. Canada: [s.n.], 2015.

ZHOU, C. et al. A novel pinch-based method for process integration and optimization of kalina cycle. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, 2020.

APÊNDICE A – Fluxogramas da modelagem.

O fluxograma que mostra os parâmetros de entrada e saída para a validação está na Figura 1.

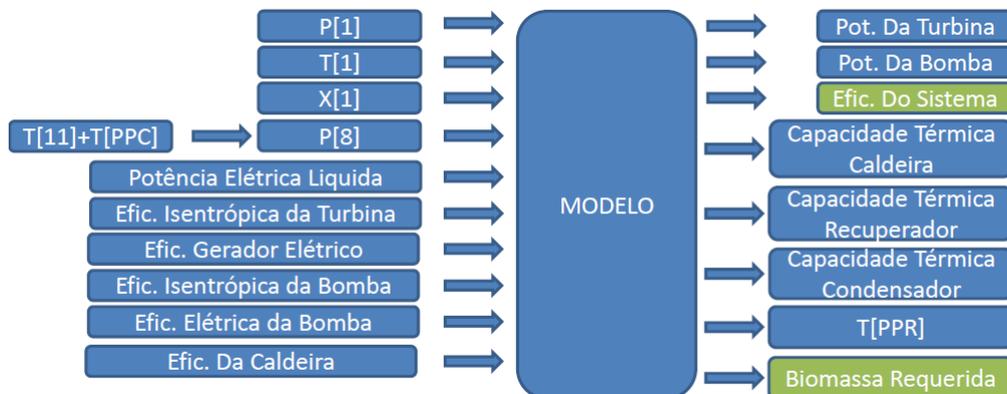
Figura 1 – Fluxograma de validação.



Fonte: Do Autor (2020).

O fluxograma que mostra os parâmetros de entrada e saída para o ciclo adotado para a comunidade está na Figura 2.

Figura 2 – Fluxograma de modelagem para a comunidade.



Fonte: Do Autor (2020).

APÊNDICE B – Resultados da validação

Os parâmetros obtidos para validação do ciclo Kalina estão na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades termodinâmicas para o ciclo de validação.

Índice	T (°C)	P (kPa)	X (%)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (KJ/kg.K)	Q (%)	v (m ³ /kg)
1	105	1550	60,6	0,24	754,4	-	39,47	-
2	105	1550	95,13	0,09472 7	1533	4,855	100	-
3	105	1550	38,09	0,1453	247	-	0	-
4	71,05	690	95,13	0,09472	1402	4,855	0,9513	-
5	54,3	1550	38,09	0,1453	17,93	-	-	-
6	54,48	690	38,09	0,1453	17,93	-	-	-
7	68,25	690	60,6	0,24	564,1	-	-	-
8	35,72	690	60,6	0,24	-64,12	-	0	0,001297
9	35,82	1550	60,6	0,24	-63,01	-	-	-
10	65,69	1550	60,6	0,24	75,68	-	0	-

Fonte: Do autor (2020).

Os demais resultados para o sistemas são vistos na Tabela 2.

Tabela 2 – Resultados validação.

Variável	Valor	Unidade
Capacidade da caldeira	162,9	kJ/s
Capacidade do recuperador	33,28	kJ/s
Capacidade do condensador	150,8	kJ/s
Potência da bomba	0,2662	kW
Potência da turbina	12,39	kW

Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE C – Resultados da análise de parâmetros

Neste apêndice estão os valores obtidos na análise de parâmetros.

Tabela 3 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1050kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	Q_1	Q_4	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_9(^{\circ}\text{C})$	$T_{PP_{rec}}(^{\circ}\text{C})$	$m_1(\text{kg/s})$	$m_2(\text{kg/s})$	$m_3(\text{kg/s})$
35	0,07714	0,9345	38,05	33,15	4,903	3,132	0,2416	2,89
40	0,1585	0,9437	43,57	33,14	10,42	1,745	0,2765	1,468
45	0,2398	0,9529	49,43	33,14	16,29	1,391	0,3335	1,057
50	0,3211	0,9617	55,61	33,13	22,48	1,298	0,4169	0,8815
55	0,4024	0,9699	62,06	33,11	28,94	1,345	0,5414	0,8041
60	0,4837	0,9775	68,73	33,1	35,63	1,524	0,7371	0,7868
65	0,565	0,9843	75,61	33,08	42,54	1,9	1,073	0,8263
70	0,6463	0,9902	82,81	33,05	49,76	2,694	1,742	0,9529
75	0,7277	0,9951	90,76	33,03	57,73	4,817	3,505	1,312
80	0,809	0,999	100,9	33,01	67,9	21,09	17,06	4,029

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 4 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1050kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	$\dot{Q}_{cal}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{con}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{rec}(\text{kJ/s})$	$\dot{W}_B(\text{kW})$	$\dot{W}_{TV}(\text{kW})$	$\eta_{ciclo}(\%)$
35	514,1	459,7	849,4	4,529	58,95	8,763
40	575,1	520,9	396,7	2,387	56,65	7,833
45	676,7	622,5	258,9	1,754	55,97	6,657
50	823,4	769,2	192,3	1,462	55,65	5,471
55	1039	984,8	153	1,299	55,48	4,336
60	1372	1318	126,9	1,195	55,37	3,284
65	1934	1880	108,4	1,125	55,29	2,329
70	3035	2981	94,75	1,076	55,24	1,484
75	5906	5852	84,14	1,037	55,2	0,7628
80	27785	27731	74,73	0,9929	55,15	0,1621

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 5 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	Q_1	Q_4	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_9(^{\circ}\text{C})$	$T_{PP_{rec}}(^{\circ}\text{C})$	$m_1(\text{kg/s})$	$m_2(\text{kg/s})$	$m_3(\text{kg/s})$
45	0,1212	0,9442	38,73	33,23	5,497	2,323	0,2815	2,042
50	0,2088	0,9511	42,65	33,23	9,419	1,534	0,3203	1,214
55	0,2965	0,9578	46,32	33,22	13,1	1,27	0,3766	0,8936
60	0,3841	0,964	49,5	33,21	16,29	1,173	0,4505	0,7222
65	0,4718	0,9696	51,83	33,2	18,63	1,154	0,5442	0,6093
70	0,5595	0,9746	52,77	33,19	19,58	1,181	0,6607	0,5203
75	0,6471	0,9787	51,4	33,18	18,22	1,236	0,8	0,4363
80	0,7348	0,982	45,78	33,17	12,61	1,308	0,9608	0,3468

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 6 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	$\dot{Q}_{cal}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{con}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{rec}(\text{kJ/s})$	$\dot{W}_B(\text{kW})$	$\dot{W}_{TV}(\text{kW})$	$\eta_{ciclo}(\%)$
45	532,2	477,7	607,4	4,908	59,35	8,465
50	588,6	534,3	340,2	3,063	57,37	7,654
55	671,4	617,1	236,2	2,359	56,62	6,71
60	777,7	723,5	180,8	1,993	56,22	5,793
65	908,7	854,5	146,3	1,769	55,98	4,958
70	1066	1012	122,8	1,617	55,82	4,227
75	1246	1192	105,6	1,505	55,7	3,615
80	1446	1391	92,48	1,418	55,6	3,116

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 7 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 2050kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	Q_1	Q_4	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_9(^{\circ}\text{C})$	$T_{PP_{rec}}(^{\circ}\text{C})$	$m_1(\text{kg/s})$	$m_2(\text{kg/s})$	$m_3(\text{kg/s})$
55	0,2011	0,9525	38,13	33,33	4,802	1,632	0,3281	1,303
60	0,2968	0,9574	39,33	33,33	6,002	1,246	0,3698	0,876
65	0,3925	0,9619	39,21	33,32	5,887	1,073	0,4212	0,6519

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 8 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 2050kPa e 105 °C.

$X_1(\%)$	$\dot{Q}_{cal}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{con}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{rec}(\text{kJ/s})$	$\dot{W}_B(\text{kW})$	$\dot{W}_{TV}(\text{kW})$	$\eta_{ciclo}(\%)$
55	545,9	491,5	398,6	4,484	58,9	8,252
60	595,6	541,3	263,2	3,257	57,58	7,564
65	655,8	601,6	196,2	2,655	56,93	6,869

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 9 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 125 °C.

$X_1(\%)$	Q_1	Q_4	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_9(^{\circ}\text{C})$	$T_{PP_{rec}}(^{\circ}\text{C})$	$m_1(\text{kg/s})$	$m_2(\text{kg/s})$	$m_3(\text{kg/s})$
40	0,1816	0,9261	41,08	33,23	7,846	1,201	0,218	0,9828
45	0,2659	0,9351	44,75	33,23	11,52	0,9429	0,2507	0,6922
50	0,3501	0,9438	48,2	33,23	14,97	0,8391	0,2938	0,5453
55	0,4344	0,9519	51,13	33,22	17,91	0,8045	0,3495	0,455
60	0,5187	0,9592	53,08	33,21	19,87	0,8099	0,4201	0,3898
65	0,603	0,9658	53,29	33,2	20,09	0,8441	0,509	0,3351
70	0,6873	0,9714	50,27	33,19	17,08	0,9003	0,6187	0,2816
75	0,7715	0,976	1 40,63	33,18	7,457	0,9722	0,7501	0,2221

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 10 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 125 °C.

$X_1(\%)$	$\dot{Q}_{cal}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{con}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{rec}(\text{kJ/s})$	$\dot{W}_B(\text{kW})$	$\dot{W}_{TV}(\text{kW})$	$\eta_{ciclo}(\%)$
40	448	393,8	365,5	2,644	56,92	10,06
45	502,8	448,6	246,5	1,992	56,22	8,96
50	574	519,8	186,1	1,675	55,88	7,849
55	663,7	609,5	149,6	1,494	55,69	6,787
60	774,1	719,9	124,8	1,376	55,56	5,82
65	908,6	854,4	107	1,294	55,47	4,958
70	1069	1015	93,58	1,233	55,41	4,215
75	1253	1199	83,03	1,184	55,35	3,595

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 11 – Parâmetros obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 145 °C.

$X_1(\%)$	Q_1	Q_4	$T_5(^{\circ}\text{C})$	$T_9(^{\circ}\text{C})$	$T_{PP_{rec}}(^{\circ}\text{C})$	$m_1(\text{kg/s})$	$m_2(\text{kg/s})$	$m_3(\text{kg/s})$
35	0,2491	0,91	38,44	33,23	5,204	0,7138	0,1778	0,536
40	0,339	0,9204	39,79	33,23	6,554	0,6009	0,2037	0,3972
45	0,4289	0,9303	40,43	33,23	7,192	0,5516	0,2366	0,3151
50	0,5187	0,9395	39,69	33,23	6,46	0,5357	0,2779	0,2578

Fonte: Do autor (2020).

Tabela 12 – Resultados obtidos da variação de concentração para pressão de 1550kPa e 145 °C.

$X_1(\%)$	$\dot{Q}_{cal}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{con}(\text{kJ/s})$	$\dot{Q}_{rec}(\text{kJ/s})$	$\dot{W}_B(\text{kW})$	$\dot{W}_{TV}(\text{kW})$	$\eta_{ciclo}(\%)$
35	384,6	330,4	249,8	1,616	55,82	11,71
40	432,3	378,2	182,9	1,323	55,5	10,42
45	491,8	437,6	144,2	1,165	55,33	9,161
50	564,7	510,6	118,8	1,07	55,23	7,977

Fonte: Do autor (2020).

APÊNDICE D – Area dos trocadores de calor

As áreas dos trocadores de calor obtidas para o ciclo com parâmetros iniciais está na Tabela 13.

Tabela 13 – Área dos trocadores de calor do ciclo com parâmetros iniciais.

Equipamento	Valor (m^2)
Recuperador	6,67
Condensador	50,8

Fonte: Do autor (2020).

Para o ciclo com os parâmetros modificados para a comunidade são vistos na Tabela 14.

Tabela 14 – Área dos trocadores de calor do ciclo com parâmetros modificados.

Equipamento	Valor (m^2)
Recuperador	16,52
Condensador	26,05

Fonte: Do autor (2020).