



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PETERSON FELIPE FREITAS DE ALMEIDA

**ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO
APLICADO EM UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO**

Recife

2018

PETERSON FELIPE FREITAS DE ALMEIDA

**ANÁLISE EXERGoeCONômICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO
APLICADO EM UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Profº. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Recife
2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

A447a	Almeida, Peterson Felipe Freitas de. Análise exergoeconômica de um ciclo rankine orgânico aplicado em uma planta de microcogeração / Peterson Felipe Freitas de Almeida - 2018. 81folhas, Il.; Tabs. Orientador: Profº. José Carlos Charamba Dutra. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018. Inclui Referências. 1. Engenharia Mecânica. 2. Ciclo rankine orgânico. 3. Microcogeração. 4. Análise exergoeconômica. 5. Exergia. I. Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Título. 621 CDD (22. ed.)	UFPE BCTG/2018-388
-------	---	----------------------------------

PETERSON FELIPE FREITAS DE ALMEIDA

**ANÁLISE EXERGoeCONômICA DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO
APLICADO EM UMA PLANTA DE MICROCOGERAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 27/08/2018.

BANCA EXAMINADORA

Profº. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco

Profº. Dr. José Claudino de Lira Junior (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Eduardo José Cidade Cavalcanti (Examinador Externo)
Universidade Federal do Rio Grande do Norte

Dedico aos meus queridos pais (in memoria), a minha esposa, aos meus irmãos e sobrinhos e aos meus amigos, pelo crédito e apoio recebido desde o princípio.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pois sem Ele nada seria possível. A minha esposa que esteve sempre ao meu lado desde a graduação até hoje, meus irmãos, que sempre me apoiaram ao longo deste curso e da vida, e que sempre me encorajaram para perseguir o que almejo. Aos meus amigos e colegas de classe, que ao longo desses anos de mestrado foram fundamentais para que eu sempre me mantivesse motivado. A CAPES pelo fomento na realização deste trabalho. Finalmente, gostaria de agradecer ao Professor José Carlos Charamba Dutra pela excelente orientação que me deu em todo o projeto, pela paciência e pela disponibilidade ao longo desse trabalho, sem dúvidas que o seus conselhos e conhecimentos foram essenciais para a elaboração deste trabalho.

RESUMO

No Brasil, ainda, mais da metade da produção de energia é por meio de usinas hidrelétricas. No entanto, essa geração de energia depende das condições climáticas e, consequentemente, comprometendo a geração de energia no período de estiagem, além do aumento do custo da energia devido ao acionamento das usinas termelétricas para suprir a demanda. A geração distribuída ajudaria a mitigar esse problema para consumidores de pequeno e médio porte, com uma alternativa de implantação de centrais de microcogeração. Essas centrais utilizam, em geral, uma microturbina a gás para geração de energia e os gases de exaustão produzidos podem ser utilizados para gerar energia térmica. Após a geração de energia, elétrica e térmica, esses gases são descarregados na atmosfera com uma temperatura, relativamente, baixa para produção convencional de energia e uma alternativa para o aproveitamento dessa energia seria utilizar um Ciclo Rankine Orgânico, que possibilita a produção de energia a partir de fontes de baixa temperatura. Diante disso, este trabalho tem como objetivo realizar uma análise exergoeconômica da implantação de um ciclo Rankine orgânico a uma planta de microcogeração composta por uma microturbina de 30 kW e um recuperador de calor, baseada no laboratório de cogeração da Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), o COGENCASA, onde a fonte energética para o ciclo Rankine orgânico são os gases de combustão da microturbina. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático no software *Engineering Equation Solver* (EES), versão acadêmica, para simular o funcionamento de um ciclo Rankine orgânico aplicado ao COGENCASA. A partir dos resultados encontrados, foi possível observar os parâmetros que refletem no rendimento energético e exergético do sistema, a performance dos fluidos de trabalho selecionados e a taxa de custo da energia elétrica do sistema. Os resultados mostram que o ciclo Rankine orgânico é uma tecnologia bastante promissora para aproveitar energia de fontes térmicas de baixa temperatura, sendo um grande aliado na redução do consumo de combustível e, consequentemente, na emissão de poluentes.

Palavras-chave: Ciclo rankine orgânico. Microcogeração. Análise exergoeconômica. Exergia.

ABSTRACT

In Brazil, more than half of the energy production is through hydroelectric plants. However, this generation of energy depends on the climatic conditions and, consequently, compromising the generation of energy during the dry season, besides the increase of the cost of energy due to the activation of the thermoelectric plants to supply the demand. Distributed generation would help mitigate this problem for small and medium-sized consumers, with an alternative to deploy micro-cogeneration plants. These generators generally use a gas microturbine for power generation and the exhaust gases produced can be used to generate thermal energy. After the generation of energy, electric and thermal, these gases are discharged into the atmosphere with a relatively low temperature for conventional energy production and an alternative to the use of this energy would be to use an Organic Rankine Cycle, which allows the production of energy from low temperature sources. The objective of this study was to carry out an exergoeconomic analysis of the implantation of an organic Rankine cycle to a micro-cogeneration plant composed by a micro-turbine of 30 kW and a heat recuperator, based on the cogeneration laboratory of the Federal University of Pernambuco (UFPE), COGENCASA , where the energy source for the organic Rankine cycle is the combustion gases of the microturbine. For this, a mathematical model was developed in the Engineering Equation Solver (EES), an academic version, to simulate the operation of an organic Rankine cycle applied to COGENCASA. From the results obtained, it was possible to observe the parameters that reflect in the energy and exergetic performance of the system, the performance of the selected working fluids and the cost of the electric energy of the system. The results show that the organic Rankine cycle is a very promising technology for harnessing energy from low temperature thermal sources and is a great ally in reducing fuel consumption and, consequently, pollutant emissions.

Keywords: Organic rankine cycle. Microcogeneration. Exergoeconomics analysis. Exergy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Geração interna de energia elétrica do Brasil	14
Figura 2- Esquemas de diferentes configurações de Ciclo Rankine Orgânico	19
Figura 3- Esquema do ciclo Rankine orgânico básico	21
Figura 4- Configurações de Ciclo Rankine Orgânico.	22
Figura 5- Esquema do ciclo combinado	25
Figura 6- Foto dos equipamentos do teste	26
Figura 7- Sistema de trigeriação	28
Figura 8- Configurações de ciclos Rankine orgânico.....	29
Figura 9- Turbina a gás (ciclo aberto)	30
Figura 10- Ciclo Brayton ideal	31
Figura 11- Turbina a gás com regenerador.....	32
Figura 12- Diagrama T-s do ciclo Brayton regenerativo.....	32
Figura 13- Esquema e diagrama T-s do ciclo Rankine ideal.....	33
Figura 14- Diagrama T-s para fluido orgânico isentrópico, úmido e seco	35
Figura 15- Fluidos Orgânicos (T x s)	35
Figura 16- Máquina de expansão do tipo parafuso	36
Figura 17- Máquina de expansão do tipo palhetas	37
Figura 18- Máquina de expansão do tipo scroll	37
Figura 19- Trocador de calor compacto (Recuperador de calor do COGENCASA)	38
Figura 20- Pinch point de um trocador de calor	39
Figura 21- Planta objeto de estudo	43
Figura 22- Esquema do laboratório COGENCASA - UFPE	44
Figura 23- Microturbina do laboratório COGENCASA - UFPE	46
Figura 24- Eficiência ISO da microturbina	46
Figura 25- Fluxograma da metodologia do modelo matemático.....	48
Figura 26- Zonas do evaporador.....	51
Figura 27- Representação do pinch point do evaporador	52
Figura 28- Zonas do condensador	53
Figura 29- Representação do pinch point do condensador.....	53
Figura 30- Diagrama T-s da microturbina a gás.....	63
Figura 31- Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico operando com R123.....	64

Figura 32- Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico operando com R245fa.....	64
Figura 33- Eficiência energética do sistema X relação de pressão do compressor	68
Figura 34- Eficiência exergética do sistema X relação de pressão do compressor	68
Figura 35- Eficiência Energética x Pressão de entrada do expansor ORC.....	69
Figura 36- Eficiência Exergética x Pressão de entrada do expansor ORC.....	69
Figura 37- Eficiência Energética X Pinch Point (Evaporador)	70
Figura 38- Eficiência Exergética X Pinch Point (Evaporador)	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Otimização da máxima potência líquida do Ciclo Rankine Orgânico	24
Tabela 2- Otimização do Ciclo Trilateral com eficiência isentrópica da turbina de 75%.	24
Tabela 3- Resultados da otimização para máxima potência líquida do Ciclo Kalina	24
Tabela 4- Exergia Química Padrão	40
Tabela 5- Composição do gás natural	44
Tabela 6- Propriedades do gás natural	45
Tabela 7- Composição do ar ambiente	45
Tabela 8- Características de desempenho da microturbina	47
Tabela 9- Validação do modelo da microturbina	61
Tabela 10- Validação do modelo do ciclo Rankine orgânico (R123)	61
Tabela 11- Dados de entrada do modelo	62
Tabela 12- Resultado dos estados termodinâmicos do sistema	63
Tabela 13- Parâmetros de análise energética	65
Tabela 14- Eficiências energéticas do sistema	65
Tabela 15- Exergias do sistema	66
Tabela 16- Eficiências exergéticas do sistema	66
Tabela 17- Destruição de exergia por componente	67
Tabela 18- Taxa de custo e custo por unidade de exergia do sistema	71
Tabela 19- Fator exergoeconômico e diferença relativa de custo	72

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA	14
1.2	OBJETIVOS	16
1.2.1	Geral	16
1.2.2	Específicos	16
1.3	METODOLOGIA DA MODELAGEM	16
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA.....	18
3	FUNDAMENTAÇÃO TEORICA.....	30
3.1	TURBINAS A GÁS.....	30
3.1.1	Ciclo Brayton	31
3.2	CICLO RANKINE ORGÂNICO	33
3.2.1	Fluidos Orgânicos.....	34
3.2.2	Expansores	36
3.3	TROCADORES DE CALOR	37
3.3.1	Pinch Point	38
3.4	EXERGIA.....	39
3.5	ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA	41
3.5.1	Método SPECO.....	42
4	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	43
4.1	MICROTURBINA.....	48
4.1.1	Compressor	48
4.1.2	Pré-aquecedor de ar	48
4.1.3	Câmara de Combustão	49
4.1.4	Turbina.....	49

4.2	RECUPERADOR DE CALOR	49
4.3	CICLO RANKINE ORGÂNICO	50
4.3.1	Bomba.....	50
4.3.2	Regenerador.....	50
4.3.3	Evaporador	51
4.3.4	Turbina ORC.....	52
4.3.5	Condensador	53
4.4	EXERGIA.....	54
4.4.1	Compressor	54
4.4.2	Pré-aquecedor de ar	55
4.4.3	Câmara de Combustão	55
4.4.4	Turbina.....	55
4.4.5	Recuperador de Calor.....	55
4.4.6	Evaporador	56
4.4.7	Turbina ORC.....	56
4.4.8	Regenerador.....	56
4.4.9	Condensador	56
4.4.10	Bomba.....	57
4.5	BALANÇO EXERGOECONÔMICO.....	57
4.5.1	Compressor	57
4.5.2	Pré-aquecedor de ar	57
4.5.3	Câmara de combustão.....	58
4.5.4	Turbina.....	58
4.5.5	Recuperador de calor	58
4.5.6	Evaporador	58
4.5.7	Turbina ORC.....	59
4.5.8	Regenerador.....	59

4.5.9	Condensador	59
4.5.10	Bomba.....	60
5	RESULTADOS E DISCURSÕES.....	61
5.1	VALIDAÇÃO DO MODELO	61
5.2	ANÁLISE ENERGÉTICA	62
5.3	ANÁLISE EXERGÉTICA	65
5.4	ANÁLISE PARAMÉTRICA.....	67
5.5	ANÁLISE EXERGOCONÔMICA	71
5.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	73
6	CONCLUSÕES	74
6.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	75
	REFERÊNCIAS	76

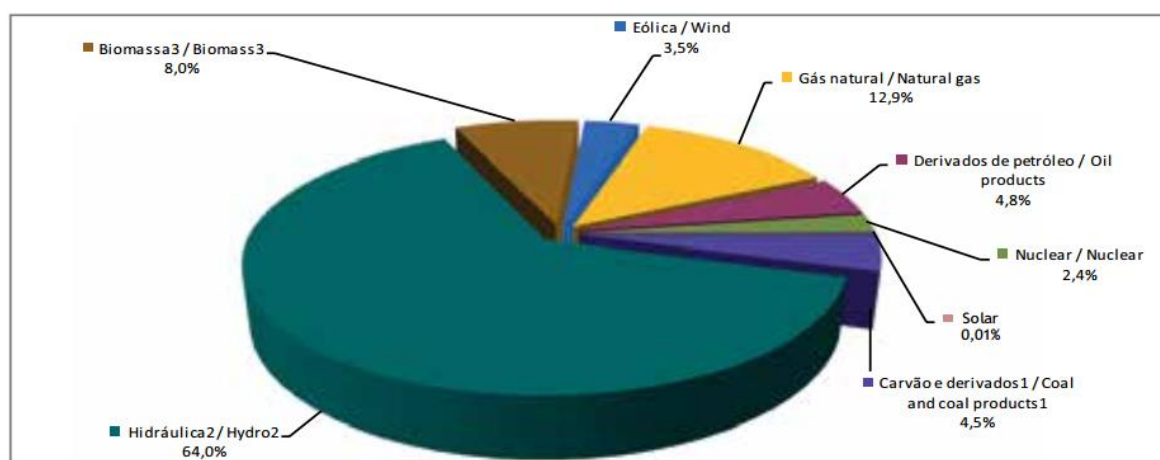
1 INTRODUÇÃO

Cada vez mais, no mundo, a questão energética tem sido um assunto de grande atenção. A demanda de energia, com o crescimento econômico dos países, tem se tornado muito maior. Nas últimas décadas no Brasil, ocorreu uma forte migração da população das áreas rurais para as cidades em busca de oportunidades de melhoria de vida o que acarretou num aumento no consumo de energia da consumida no país. Atualmente também, a população utiliza muito mais energia devido ao grande desenvolvimento tecnológico, onde por exemplo, a maioria da população possui aparelhos celulares, aparelhos domésticos elétricos, muito mais carros na rua, maior número de indústrias, e todo essa evolução aconteceu de forma muito rápida, o que faz com que a busca por fontes de energias mais eficientes e renováveis se intensifiquem.

1.1 JUSTIFICATIVA

No Brasil, são diversas as fontes de energia, porém grande parte da energia utilizada pelo país é proveniente das hidrelétricas como apresentado na Figura 1.

Figura 1: Geração interna de energia elétrica do Brasil



Fonte: Balanço Energético Nacional, 2016

Tendo em vista a dependência de grandes centrais hidrelétricas para geração de energia elétrica como apresenta a, 64% de toda energia elétrica gerada no Brasil, o país fica refém das condições climáticas e em períodos de longa estiagem, a geração fica comprometida com os reservatórios vazios e se faz necessário o acionamento das usinas termelétricas para suprir a demanda, porém a energia gerada por essa fonte é mais cara e poluente que a energia proveniente das usinas hidrelétricas. Com isso, torna-se imprescindível a busca por fontes de energia alternativas, como a energia solar e eólica, que ainda necessitam de um alto

investimento de instalação, tornando até inviável em alguns casos, porém esse cenário vem mudando aos poucos e cada vez mais essas fontes de energia vêm se desenvolvendo e ganhando espaço na matriz energética nacional. Outra fonte de energia interessante que vem ganhando espaço no país é o gás natural, muito utilizado geração distribuída, ou seja, uma descentralização da geração da energia, a energia é gerada próximo ao consumidor, o que tem como vantagem um menor custo de transmissão e distribuição, quando comparado com a geração tradicional, e menor perdas, obtendo assim um sistema mais estável.

Como uma forma mais emergencial e a também a longo prazo, é de fundamental importância o aproveitamento de energia de forma mais eficiente e possível, buscando cada vez mais a redução de perdas, como a perda de energia térmica através de gases de exaustão de processos que pode ser reaproveitada para gerar energia elétrica ou ainda energia térmica.

Sistemas de cogeração de até 200 kW, denominados de microcogeração, se mostra uma solução interessante para pequenos e médios consumidores, pois com apenas uma fonte de energia é possível a geração de mais de uma forma de energia.

Os sistemas mais comuns de microcogeração utilizam microturbina a gás, moto gerador e chiller de absorção, onde a energia elétrica é gerada na turbina e no moto gerador e os gases de exaustão desses equipamentos fornecem o calor necessário para a produção de água gelada no chiller de absorção, que é sistema existente no laboratório do COGENCASA, na UFPE, onde apesar de oferecer um bom aproveitamento de energia, foi observada a oportunidade de melhorar o aproveitamento energético com a inserção de um ciclo Rankine orgânico para recuperar os gases de escape da microturbina C30 da fabricante *Capstone* com potência nominal de 30 kW.

O laboratório COGENCASA, fruto de um convênio entre a Financiadora de Estudos e Projetos (Finep), a Petrobrás, a Companhia Pernambucana de Gás (COPERGÁS) e a Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) com o objetivo de desenvolver a pesquisa na área de microcogeração utilizando o gás natural como combustível. A estrutura do laboratório conta com um microturbina 30 kW, um motogerador de 37 kVA, em recuperador de calor para os gases da microturbina, um tanque de água quente com capacidade de 35 kW, um chiller de absorção de 35 kW, uma torre de resfriamento, 1 câmara frigorífica com split instalado, 1 câmara frigorífica com fancoil instalado, dois bancos de resistências de 35 kW cada e um tanque da água gelada.

O professor José Carlos Charamba Dutra vem desenvolvendo, junto aos alunos de mestrado e doutorado, trabalhos experimentais e numéricos na área de máquinas térmicas, microcogeração, viabilidade técnica e econômica e eficiência energética e exergetica.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Geral

O principal objetivo do presente trabalho é realizar uma análise energética e exergoeconômica de um ciclo Rankine orgânico combinado com uma planta de cogeração operando com uma microturbina a gás de 30 kW.

1.2.2 Específicos

- a) Realizar uma revisão bibliográfica sobre ciclo Rankine orgânico, microturbina a gás, ciclo combinado, análise exergoeconômica;
- b) Fazer a modelagem termodinâmica da microturbina a gás, do ciclo Rankine orgânico e do trocador de calor para integrar os dois sistemas;
- c) Realizar estudos paramétricos de desempenho do ciclo Rankine orgânico combinado com uma microturbina a gás;
- d) Realizar uma análise exergoeconômica do ciclo Rankine orgânico combinado com uma microturbina a gás;

1.3 METODOLOGIA DA MODELAGEM

Para a modelagem matemática desenvolvida foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES) para implementar as equações do sistema, que forma baseadas na primeira e segunda lei da termodinâmica e na lei da conservação da massa. O método de resolução do sistema de equações utilizados pelo software é o método de Newton-Raphson de várias variáveis. A escolha pelo EES se deu pela facilidade de utilização do software.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Neste tópico será descrito de forma sucinta os assuntos abordados nos capítulos desse trabalho.

No capítulo 1, será explanado o contexto energético do Brasil, sistema de microcogeração e as tecnologias de geração distribuída pelo Brasil, o interesse e motivação no sistema e microcogeração no Brasil objetivo principal do trabalho e a estrutura da dissertação.

No capítulo 2, será apresentado a revisão bibliográfica a respeito de microcogeração e ciclo Rankine orgânico.

No capítulo 3, será apresentado a fundamentação teórica do trabalho, onde é abordado turbinas a gás, trocadores de calor, ciclo Rankine orgânico e exergia.

No capítulo 4 será abordada a modelagem termodinâmica da turbina a gás, recuperador de calor e ciclo Rankine orgânico e as validações dos modelos

No capítulo 5 são apresentados os resultados e as análises paramétricas do trabalho.

No capítulo 6 será abordada a conclusão e a sugestão dos trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

Neste capítulo são apresentados uma variedade de trabalhos e estudos relacionados com ciclo Rankine orgânico, análise exergoeconômica e modelagem matemática de microturbinas a gás e dos equipamentos do ciclo Rankine orgânico que vem sendo desenvolvidos ao longo das últimas décadas.

Ibrahim e Kovach (1993) publicaram um artigo descrevendo o ciclo Kalina, que muito se assemelha ao ciclo Rankine orgânico, porém utiliza amônia como fluido de trabalho, onde mostram as vantagens da mistura água/amônia em relação a outras misturas, apresentam também um método, para calcular as propriedades termodinâmicas da mistura água/amônia, eles também apresentam as vantagens do ciclo Kalina em relação ao ciclo Rankine tanto no aspecto da eficiência energética quanto no aspecto ambiental.

Em 1997, foi realizado um estudo por Hung et al. onde eles fizeram uma análise comparativa entre o ciclo Rankine orgânico básico e o ciclo Rankine convencional para mostrar a efetividade de diferentes fluidos orgânicos no processo de recuperação de energia de baixa temperatura. Um ponto importante no estudo foi que eles perceberam que para fluidos orgânicos o superaquecimento antes da entrada da turbina não afeta de forma significativa na eficiência do ciclo.

Yamamoto et al. (2001) estudaram o ciclo Rankine orgânico utilizando fontes de calor de baixa temperatura, utilizando o HCFC-123 como fluido de trabalho. Realizaram um comparativo com o ciclo Rankine convencional e desenvolveram um modelo matemático para fazer uma simulação e definir as melhores condições de operação e comparar os dois ciclos para saber qual ciclo tinha uma melhor eficiência. Eles também realizaram um trabalho experimental comparando os dois ciclos operando na condição ótima e concluíram que o ciclo Rankine orgânico atinge eficiências mais altas que no convencional e que o ponto de operação ótima é quando o fluido entra na turbina como vapor saturado.

Em 2004 Liu et al. publicaram um artigo onde apresentaram o efeito do fluido de trabalho no ciclo Rankine orgânico para recuperação de energia residual através de uma modelagem matemática, no estudo eles utilizaram fluidos orgânicos secos, isentrópicos e úmidos, e avaliaram a eficiência térmica do ciclo e a eficiência da recuperação da energia residual. Eles concluíram que os fluidos úmidos não são apropriados para o ciclo Rankine orgânico, que o valor máximo da eficiência de recuperação do calor residual aumenta com o

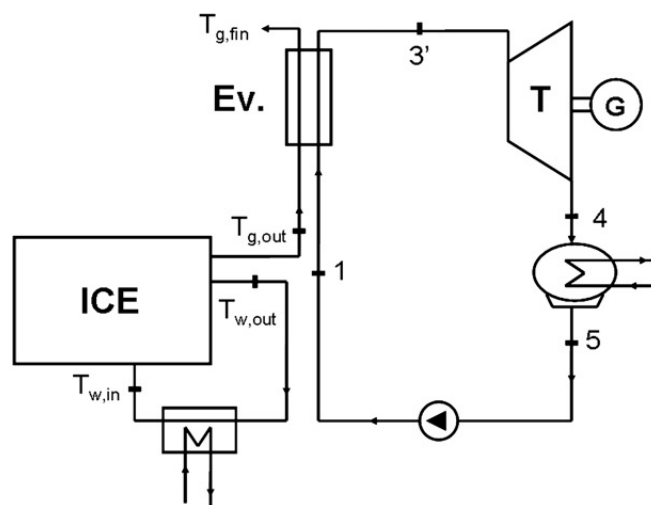
aumento da temperatura da fonte de calor por fim que a eficiência térmica depende pouco da temperatura crítica do sistema.

Rucker (2005), em sua dissertação de mestrado, realiza uma análise exergoeconômica, baseada na teoria do custo exergético, de uma planta de cogeração, localizada na UFSC, composta de um microturbina a gás de 30 kWe e um chiller de absorção com capacidade de refrigeração de 30 kW. Foi realizado um modelo termodinâmico de sistema baseado na primeira e na segunda lei da termodinâmica para simular o comportamento da planta de estudo. Também foi realizado uma otimização com o objetivo de diminuir o custo exergético da energia gerada pela microturbina e da água gelada produzida pelo chiller e houve uma pequena diminuição do custo exergético entre a condição de base e a condição ótima, isso porque na otimização foi restringido a uma pequena variação da razão de pressão.

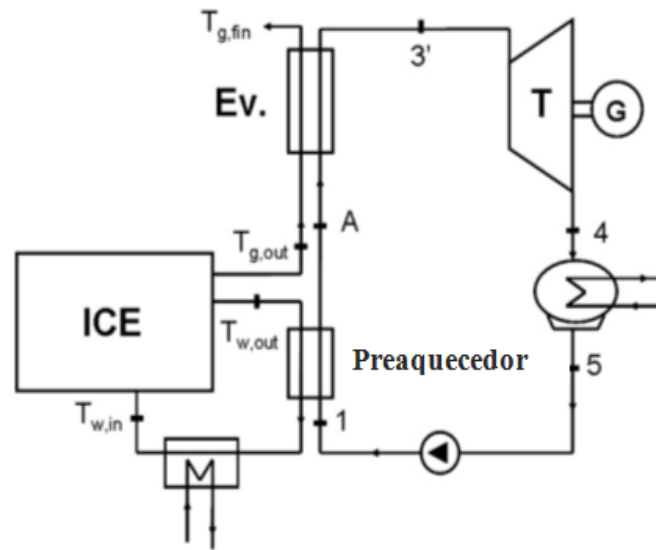
Vaja e Gambarotta (2010) realizaram um estudo no qual eles analisam três configurações de Ciclo Rankine Orgânico com três diferentes tipos de fluidos, um ciclo simples, apresentado na figura 2-a, que utiliza os gases de combustão do motor como fonte de energia, um ciclo que utiliza a água de refrigeração do motor para realizar o pré-aquecimento do fluido orgânico antes de entrar no evaporador apresentado na figura 2-b e um ciclo que utiliza um regenerador apresentado na figura 2-c. Os fluidos utilizados foram o benzeno, R11 e o R134a, onde as configurações que obtiveram a melhor eficiência foram a que utilizam a água de refrigeração do motor para pré-aquecer o fluido orgânico e a que utiliza um regenerador, ambas trabalhando com benzeno.

Figura 2: Esquemas de diferentes configurações de Ciclo Rankine Orgânico

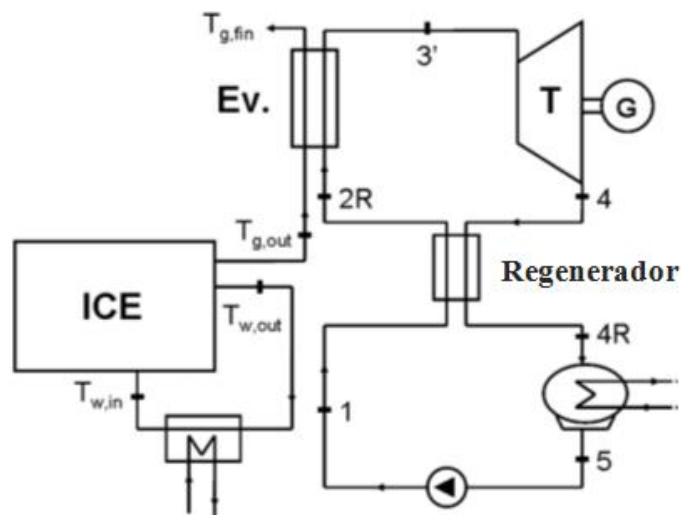
a) Ciclo Rankine Orgânico utilizando gases de combustão como fonte de calor.



- b) Ciclo Rankine Orgânico utilizando gases de combustão como fonte de calor e água de arrefecimento de motores para preaquecimento do fluido de trabalho.



- c) Ciclo Rankine Orgânico regenerado utilizando gases de combustão como fonte de calor.



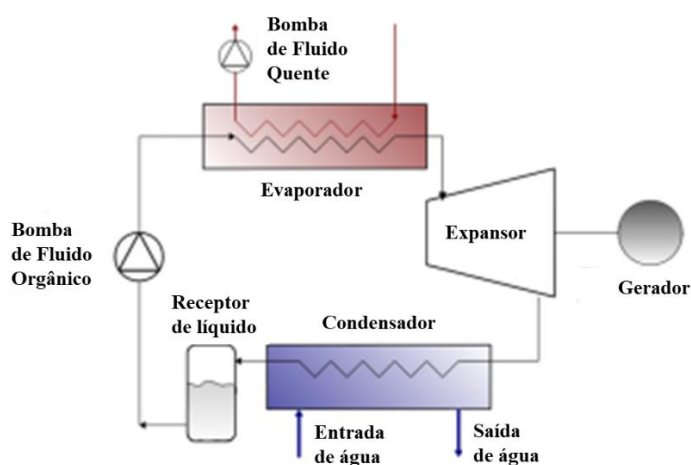
Fonte: VAJA e GAMBAROTTA (2010), adaptado pelo autor.

Zhang et al. (2011) realizaram um estudo para avaliar a performance do ciclo Rankine orgânico de acordo com a variação dos fluidos orgânicos. Para o trabalho, nove fluidos orgânicos foram avaliados. Para as análises foi fixado a potência do sistema em 10 kW e as principais conclusão obtidas foram que o impacto da temperatura de condensação é maior que a pressão de evaporação, e os fluidos que apresentaram melhor desempenho foram o R11, R141b, R113 e o R123, e do ponto de vista ambiental, os melhores desempenhos foram do R245fa e R245ca.

Figueiras (2011) apresenta o ciclo Kalina fazendo uma analogia do ciclo Rankine, descrevendo seus processos e mostrando as diferenças básicas entre os ciclos. Depois ele faz uma breve introdução sobre as tecnologias mais usadas atualmente. Ele também faz uma explicação detalhada sobre mistura de substâncias. Por fim ele realiza um estudo comparativo entre o ciclo Rankine, o ciclo Rankine orgânico e o ciclo Kalina, todos com as mesmas configurações e o ciclo Kalina obteve um bom resultado em relação à potência gerada, mas em relação à eficiência térmica o ciclo Rankine orgânico obteve melhor desempenho. Como o foco do seu estudo não era o ciclo Rankine orgânico ele utilizou em sua simulação apenas um fluido orgânico para o ciclo orgânico, o R123, onde poderia obter resultados ainda melhores no caso de testar outros tipos de fluidos orgânicos em seu trabalho.

Quoilin et al. (2011) realizou a modelagem para otimização termodinâmica e termoeconômica de um ciclo Rankine orgânico básico que funciona com rejeito térmico de outros processos apresentado na Figura 3.

Figura 3: Esquema do ciclo Rankine orgânico básico



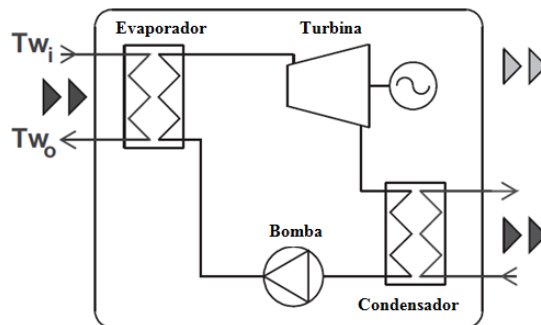
Fonte: Quoilin et al. (2011), adaptado pelo autor.

Foram selecionados vários fluidos orgânicos através de critérios como temperatura crítica, ambiental e fluidos com propriedades bem conhecidas. O objetivo da otimização era maximizar a potência gerada pelo expansor e reduzir o custo da energia produzida. O fluido que obteve o melhor resultado foi o n-butano e foi percebido que a temperatura ótima para saída do evaporador é muito abaixo da temperatura da fonte térmica.

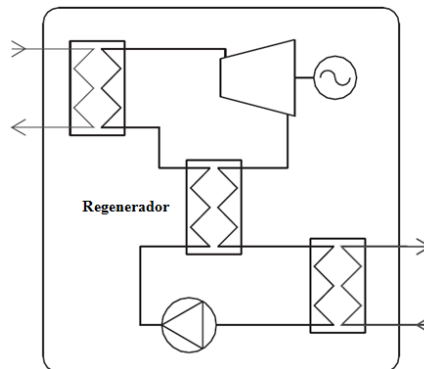
Em 2013, Peris et al. estudaram diferentes configurações do ciclo Rankine orgânico para recuperar energia residual do sistema de refrigeração de alta temperatura de motores de combustão interna que operam segundo o ciclo Diesel, onde eles variaram o tipo de fluido de

trabalho com o objetivo de descobrir o tipo de fluido que melhor adequava a cada configuração do ciclo em relação a eficiência e custo. Primeiramente, eles selecionaram os fluidos de trabalho usados no estudo baseado no critério do declive da curva de saturação, ou seja, se o fluido era seco, úmido ou isentrópico, e se basearam também em critérios de segurança e ambiental. Depois de selecionado os fluidos de acordo com os critérios estabelecidos, eles realizaram a modelagem algumas configurações de ciclos. A Figura 4 apresenta as principais configurações utilizada.

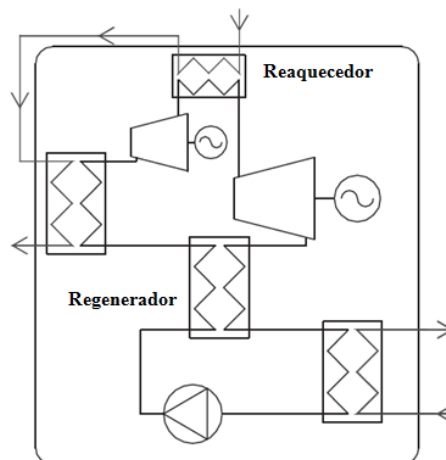
Figura 4: Configurações de Ciclo Rankine Orgânico.



a) Ciclo Rankine Orgânico Básico



b) Ciclo Rankine orgânico com regenerador



c) Ciclo Rankine orgânico com regenerador e reaquecedor.

Fonte: PERIS ET AL. (2013), adaptado pelo autor.

Através da modelagem, eles concluíram que a melhor configuração e o melhor fluido, baseado em eficiência e custo, foi o ciclo Rankine orgânico com regenerador utilizando o R245fa.

Malinowski e Lewandoswka (2013) desenvolveram um modelo matemático para simular uma microturbina a gás de 30kW de potência elétrica operando em condições ISO (15°C e 1atm). O modelo é capaz de calcular propriedades termodinâmicas, calor e trabalho do ciclo, além de calcular a destruição de exergia. O trabalho conclui que os equipamentos em que ocorrem a maior destruição de exergia são a câmara de combustão e o recuperador.

Ochoa et al. (2014) realizaram um estudo energético e exergético numa planta de cogeração situada no laboratório COGENCASA na Universidade Federal de Pernambuco através de um modelo termodinâmico implementado em EES. A planta é composta por uma microturbina de 30 kW, um recuperador de calor, um chiller de absorção de 10 TR e uma torre de resfriamento. Os resultados apresentam que a microturbina é o equipamento que tem a maior porcentagem de destruição de exergia, 76%, e que o chiller de absorção tem a menor, 3%.

Ochoa et al., (2014) realizaram um estudo teórico de um chiller de absorção de 10 TR utilizando uma solução de água e LiBr. A modelagem foi implementada no EES. Através do resultado do modelo, foi realizada uma análise energética e exergética do equipamento e observado que apresentaram as maiores irreversibilidades foram a torre de resfriamento, o gerador e o absorvedor.

Zhang et al. (2015) publicaram um artigo mostrando a utilização do ciclo Kalina para geração de energia no verão e para aquecimento no inverno utilizando calor residual e também faz uma comparação com o ciclo Rankine convencional, onde concluíram que a relação ótima entre a concentração de trabalho e concentração básica é determinada pela transferência de calor no regenerador para garantir uma alta eficiência e calor para suficiente para a desabsorção no regenerador.

No artigo de Yari et al. (2015), eles apresentaram a tecnologia chamada de ciclo trilateral, no qual a expansão do fluido de trabalho inicia na fase de líquido saturado, ao invés de vapor saturado ou superaquecido, além de apresentar também o ciclo Rankine orgânico e o ciclo Kalina. Após apresentar os ciclos, através do EES, eles simulam os ciclos com diferentes fluidos e concentrações e fazem as comparações, tanto do ponto de vista termodinâmico quanto financeiro, entre os ciclos e conclui e que o ciclo trilateral é mais indicado quando se consegue uma turbina com a eficiência isentrópica próxima do ciclo convencional Rankine e para fontes de energia de baixa temperatura o ciclo que obteve o melhor custo benefício foi o ciclo Rankine

orgânico. A Tabela 1, 2 e 3 apresentam os resultados encontrados para o ciclo Rankine orgânico, o ciclo trilateral e o ciclo Kalina respectivamente.

Tabela 1: Otimização da máxima potência líquida do Ciclo Rankine Orgânico

Fluido de Trabalho	T_3 (°C)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	η_{th} (%)	η_{ex} (%)	c_p (\$/GJ)
R1234yf	84	1816	7.787	34.37	17.7
n-butane	76.32	1450	7.72	27.44	18.14
Isobutene	77.33	1479	7.715	28	18.19
Propane	86.9	1635	8.318	30.95	17.96
R134a	94.9	1448	9.19	27.4	17.43
R152a	77.77	1476	7.806	27.94	18.32
Ammonia	75.53	1377	7.883	26.07	18.34

Fonte: Yari et al. (2015), adaptado pelo autor.

Tabela 2: Otimização do Ciclo Trilateral com eficiência isentrópica da turbina de 75%.

Fluido de Trabalho	T_3 (°C)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	η_{th} (%)	η_{ex} (%)	c_p (\$/GJ)
R1234yf	84	1288	4.458	24.38	27.89
n-butane	109	2034	7.005	38.5	18.19
Isobutene	109	2016	6.96	38.16	18.63
Propane	93.9	1591	5.625	30.12	23.72
R134a	94.9	1626	5.688	30.77	22.81
R152a	109	2070	7.284	39.18	18.57
Ammonia	109	1931	6.771	36.55	19.99

Fonte: Yari et al. (2015), adaptado pelo autor.

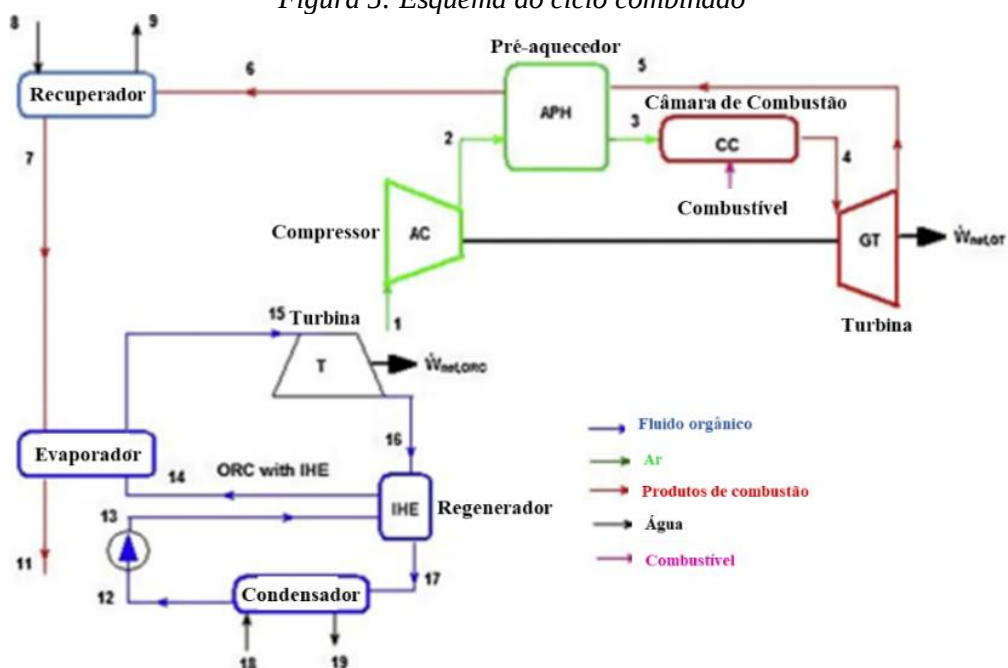
Tabela 3: Resultados da otimização para máxima potência líquida do Ciclo Kalina

Concentração de amônia	T_5 (°C)	P_5 (bar)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	η_{th} (%)	η_{ex} (%)	c_p (\$/GJ)
60%	109	18.14	1046	6.243	19.79	22.16
75%	109	26.47	1165	6.885	22.06	20.37
90%	109	32.34	1321	7.549	25	18.65

Fonte: Yari et al. (2015), adaptado pelo autor.

Khaljani et al. (2015) realizaram uma análise exergoeconômica de uma planta de cogeração de 30 MW utilizando o gás natural como combustível e um ciclo Rankine orgânico. O sistema estudo é apresentado na Figura 5.

Figura 5: Esquema do ciclo combinado



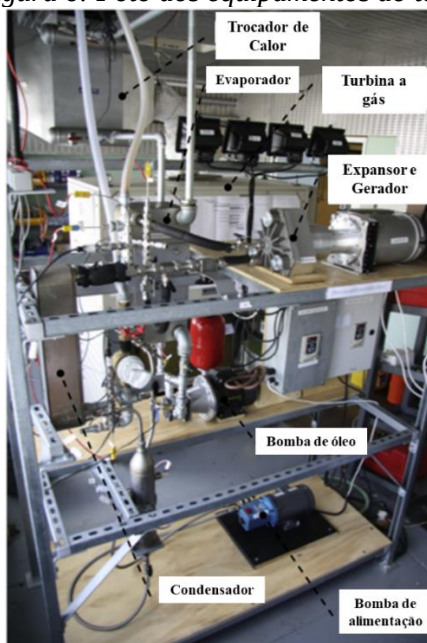
Fonte: Khaljani et al. (2015), adaptado pelo autor.

Foi feito um modelo termodinâmico para simular o sistema que aproveita o rejeito térmico da turbina a gás como insumo para o ciclo Rankine Orgânico, e utilizado o método SPECO para realizar a análise exergoeconômica e exergoambiental. Os resultados obtidos por eles apresentam o equipamento em que ocorre a maior destruição de exergia do sistema, que no caso foi a câmara de combustão que é responsável por 59,82% de perdas do sistema, também mostraram que a eficiência exergética do sistema é de 51,41% e exergoeconomicamente que 10,59% do custo do sistema representam o custo de investimento e o restante é devido a destruição da exergia, mostrando uma necessidade de otimização do sistema.

Lecompte et al. (2015) apresentaram uma revisão de diferentes arquiteturas de ciclos Rankine orgânico para aproveitamento de rejeito térmico, onde é apresentado uma modelagem do ciclo básico baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica.

Jung et al. (2015) desenvolveu um estudo experimental e uma modelagem matemática de um ciclo Rankine orgânico operando com rejeito térmico de um microturbina a gás de 30kWe, trabalhando com uma mistura de fluidos orgânicos como fluido de trabalho, o R245fa e R365mfc e comparou o resultado do modelo com os resultados experimentais, onde a eficiência obtida na simulação foi de 4,1% e a obtida experimentalmente foi de 3,9%. A Figura 6 apresenta uma fotografia do sistema estudado.

Figura 6: Foto dos equipamentos do teste



Fonte: Jung et al. (2015), adaptado pelo autor.

Cavalcanti e Motta (2015) realizaram uma análise exergoeconômica, baseada no método SPECO, de um ciclo Rankine que utiliza energia solar e gás liquefeito de petróleo como fonte térmica, numa simulação considerando dados climáticos da cidade de Natal onde foi alcançado uma potência de 56,6 kWe. A partir da análise foi possível perceber que os equipamentos que demandam um aumento de eficiência para reduzir o custo do sistema é o redutor de velocidade e o condensador. O estudo mostrou também que a tecnologia ainda não vale a pena comparado com outros sistemas combinados, porém é necessário um esforço nessa tecnologia para melhorar a eficiência e fazer com que o sistema seja viável.

Jafarmadar et al. (2016) desenvolveram uma modelagem de um sistema de cogeração para realizar uma análise energética e exergética de uma proposta de sistema composto por uma turbina a gás de 30 MW e um ciclo Rankine orgânico regenerativo para aproveitar a energia dos gases de combustão da microturbina. A análise mostra que a integração o sistema integrado da turbina a gás e o ciclo Rankine orgânico obtém uma eficiência maior que outros ciclos Rankine orgânicos e uma menor destruição de exergia.

Thu et al. (2016) realizaram uma modelagem matemática de uma microturbina a gás de 65 kWe baseado na conservação de massa e energia. O modelo é utilizado para calcular as temperaturas desconhecidas do ciclo e consequentemente o cálculo de calor e trabalho e exergia dos equipamentos. O trabalho realizou simulações com várias cargas entre 25% e 100% e

condições ambientais de Singapura e foi observado que a câmara de combustão é responsável pela maior destruição de exergia do sistema.

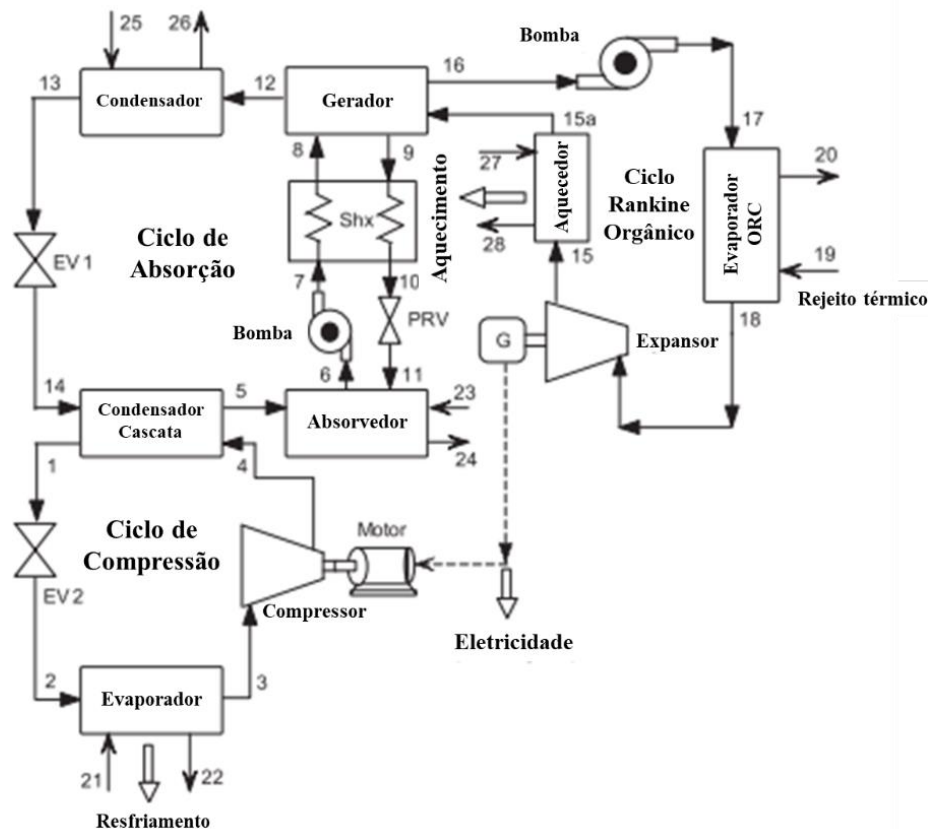
Ochoa et al. (2016) realizaram, através de uma modelagem matemática implementada em EES, uma análise técnica-econômica e uma análise exergoeconômica de sistema de cogeração composto por uma microturbina, um recuperador de calor, um chiller de absorção e uma torre de resfriamento. Através dos resultados, foi concluído que o sistema é viável, pois apresenta um custo de energia produzida menor que o custo de energia da concessionária.

Pinto (2017) em seu trabalho, desenvolveu um modelo de simulação de uma microturbina a gás de 30 kW de potência elétrica capaz de calcular as propriedades do ciclo para condições diferentes das condições ISO (15°C e 1atm). Ele concluiu, após estudos paramétricos, que entre a pressão e a temperatura ambiente, a pressão tinha um impacto maior na eficiência do equipamento.

Cavalcanti (2017) realizou uma análise exergoeconômica e exergoambiental de um sistema de cogeração composto por um ciclo combinado com turbina a gás e uma turbina a vapor e coletores solar. O objetivo do trabalho foi avaliar o efeito dos coletores solares no desempenho do sistema através de um modelo matemático com dados climáticos Yazd, Iran. O maior valor da diferença relativa de custo foi obtido no superaquecedor e o menor valor de fator exergoeconômico foi obtido no condensador e o maior impacto ambiental é obtido nas bombas.

Desai et al. (2017) propuseram em seu trabalho um sistema de trigeração composto por um ciclo Rankine orgânico, um chiller de absorção e um ciclo de refrigeração por compressão, apresentado na Figura 7.

Figura 7: Sistema de trigeração

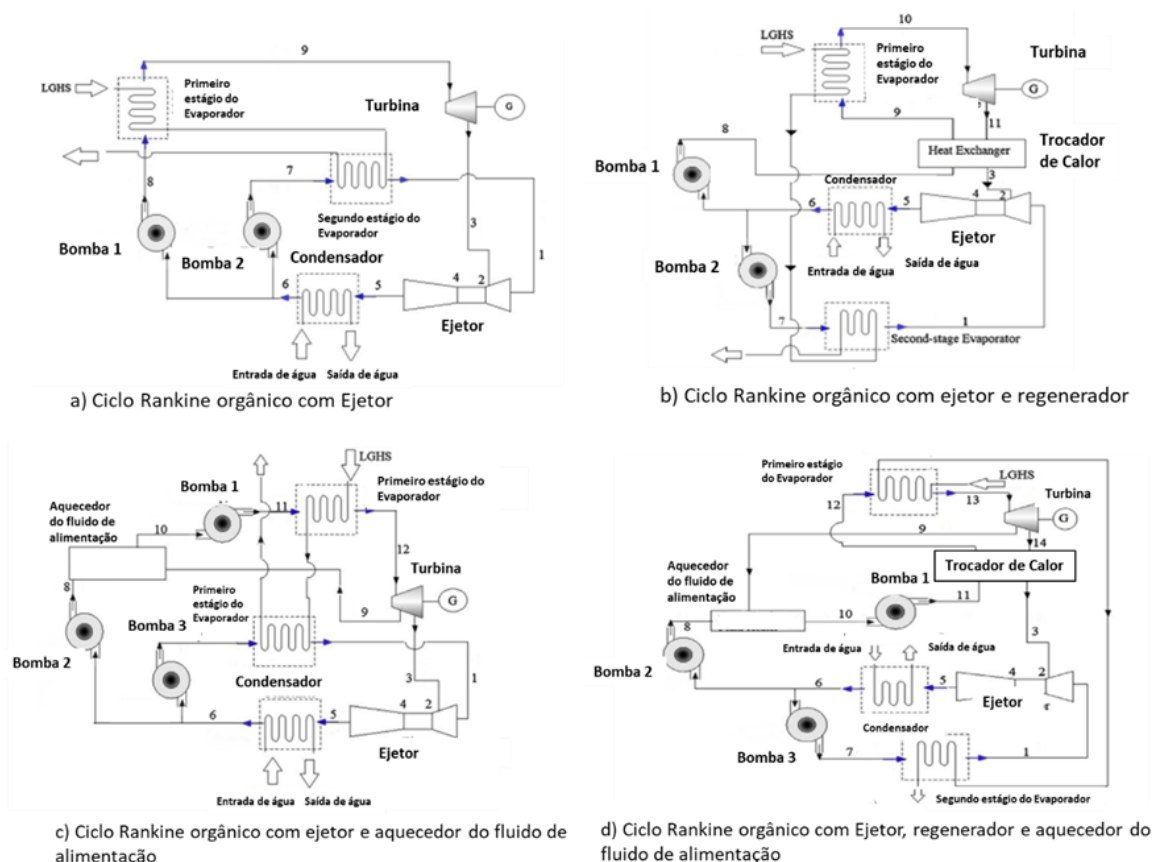


Fonte: Desai et al. (2017), adaptado pelo autor.

Foi avaliado energeticamente e exergoeconomicamente a viabilidade do sistema, onde o *payback* da proposta foi de 6,2 anos e o preço da eletricidade produzida e a capacidade de refrigeração favorecem a proposta de trigeração.

Ghaebi et al. (2017) fizeram um estudo comparativo para avaliar quatro modificações do ciclo Rankine orgânico básico como apresentados na Figura 8.

Figura 8: Configurações de ciclos Rankine orgânico



Fonte: Ghaebi et al. (2017), adaptado pelo autor.

Vários fluidos orgânicos foram avaliados e o R245fa e o Cis-2-Butano obtiveram uma melhor eficiência e potência produzida para todas as configurações.

Pourfayaz et al. (2017) modelaram um sistema de cogeração composto por uma turbina a gás, um chiller de absorção e um ciclo Rankine orgânico trabalhando com tolueno como fluido de trabalho e realizaram uma análise termodinâmica. A contribuição do ciclo Rankine orgânico para o sistema foi um aumento da potência elétrica produzida levando a uma eficiência global de 67,7 %.

Cavalcanti et al. (2018), avaliaram uma planta de cogeração com duas turbinas a gás de 120 MW através de um modelo. A partir dos resultados do modelo, foi realizado uma análise exergoeconômica e exergoambiental do sistema e foi apresentado que o equipamento com pior eficiência exergética é o desaerador, também foi visto que o equipamento que a maior taxa de destruição de exergia e menor fator exergoeconômica é a câmara de combustão e do ponto de vista exergoambiental, foi visto que quanto maior a temperatura do ar, maior a taxa de impacto ambiental por unidade de exergia.

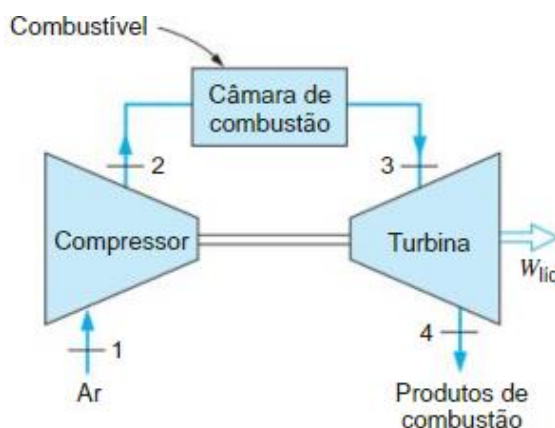
3 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA

Neste capítulo serão apresentados os principais conceitos relacionados a sistemas de geração de potência a gás e ciclo Rankine orgânico e seus componentes, além de explicar alguns conceitos de exergia e exergoeconomica.

3.1 TURBINAS A GÁS

As turbinas a gás são máquinas térmicas que utilizam a energia contida nos gases de combustão para gerar potência, através da expansão dos gases nas pás da turbina. (Bohorquez, 2007). Essas turbinas têm como principais vantagens o seu peso reduzido, alta confiabilidade e o baixo tempo para atingir a carga plena. São bastante utilizadas na indústria aeronáutica, porém vem ganhando muito espaço na área de geração de energia, principalmente em sistemas de cogeração, pois além de produzir eletricidade, tem grande potencial de utilização da energia térmica contida nos seus gases de exaustão. (Santos, 2012). A Figura 9 apresenta um esquema de uma turbina a gás simples de ciclo aberto.

Figura 9: Turbina a gás (ciclo aberto)



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2013)

As turbinas a gás podem ser classificadas pela quantidade de potência produzida, as turbinas de grande porte, que têm potência superior a 15 MW, as turbinas de médio porte, que tem potência entre 1 MW e 15 MW, e as turbinas de pequeno porte, quando sua potência é de até 1 MW, onde dentro dessa classificação estão as microturbinas.

As microturbinas são equipamentos compactos e muito utilizados em sistemas de microcogeração, sua capacidade de potência fica em torno de 300 kW e seu rendimento é menor quando comparado a turbinas de porte maior, principalmente pela restrição de temperatura na entrada da turbina e pela baixa razão de pressão do compressor. Do ponto de vista ambiental,

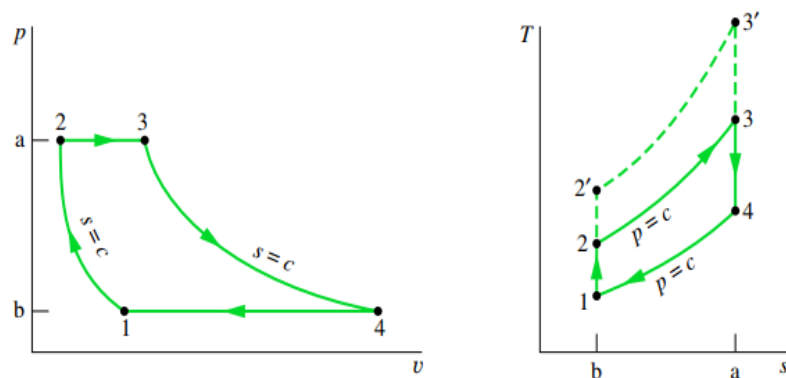
quando operadas com gás natural, esses equipamentos produzem uma quantidade baixa de NOx e do ponto de vista operacional a manutenção é simples, principalmente por possuir poucas partes moveis, e pela sua alta confiabilidade, pode trabalhar muitas horas sem necessidade de intervenção de manutenção.

O funcionamento das turbinas a gás se dá pela entrada de ar no compressor, que comprime o ar, com a finalidade de colocar uma maior quantidade de ar dentro da câmara de combustão, depois esse ar a uma alta pressão entra na câmara de combustão para ser misturado ao combustível e reagir liberando energia térmica na forma de gases de combustão, esses gases então, entra na turbina e provoca a rotação do seu eixo, que é comum ao compressor e a um gerador, pela expansão dos gases de expansão nas pás da turbina gerando potência.

3.1.1 Ciclo Brayton

Para turbinas a gás, considera-se o ciclo Brayton como sendo o ciclo que melhor representa o comportamento da turbina. A Figura 10 apresenta os diagramas ideais de pressão *versus* volume e temperatura *versus* entropia.

Figura 10: Ciclo Brayton ideal



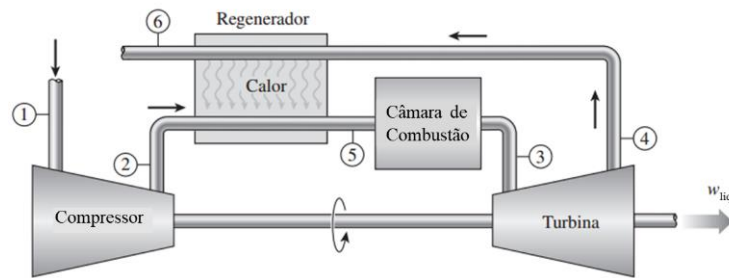
Fonte: Moran e Shapiro (2006)

Através da figura acima, podemos perceber os processos que ocorrem no ciclo Brayton ideal, são eles:

- 1-2 O ar sofre uma compressão isentrópica no compressor;
- 2-3 Calor é fornecido à pressão constante pela troca entre uma fonte externa e o ar;
- 3-4 O ar sofre expansão isentrópica na turbina;
- 4-1 O ar libera energia na forma de calor à pressão constante para o ambiente.

Uma evolução do ciclo Brayton, é o ciclo Brayton regenerativo, que utiliza a energia proveniente dos gases de escape para pré-aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão, o que aumenta o rendimento do ciclo, uma vez que uma parte do calor necessário será fornecido pelo regenerador e o calor que seria desperdiçado no ambiente, é utilizado para o pré-aquecimento do ar. A Figura 11, apresenta configuração da turbina a gás com regenerador.

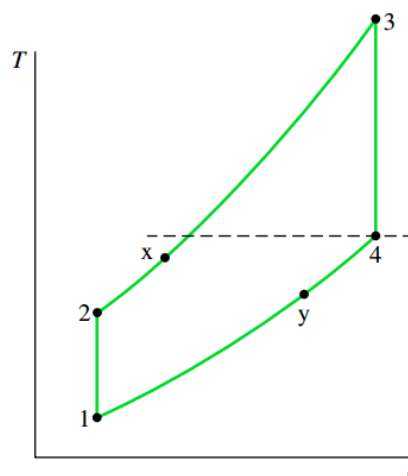
Figura 11: Turbina a gás com regenerador



Fonte: Çengel e Boles, 2006

O princípio de funcionamento é parecido ao do ciclo Brayton convencional e a principal diferença é a inclusão de um trocador de calor, chamado de regenerador, para realizar a troca de calor entre os gases de exaustão e o ar comprimido pelo compressor, economizando assim combustível, uma vez que parte do calor que seria necessário para atingir a temperatura de entrada na turbina é aproveitado do próprio gás de exaustão da turbina a gás, o que aumenta em cerca de 10% o rendimento do equipamento. A Figura 12 apresenta o diagrama T-s do ciclo Brayton regenerativo ideal.

Figura 12: Diagrama T-s do ciclo Brayton regenerativo



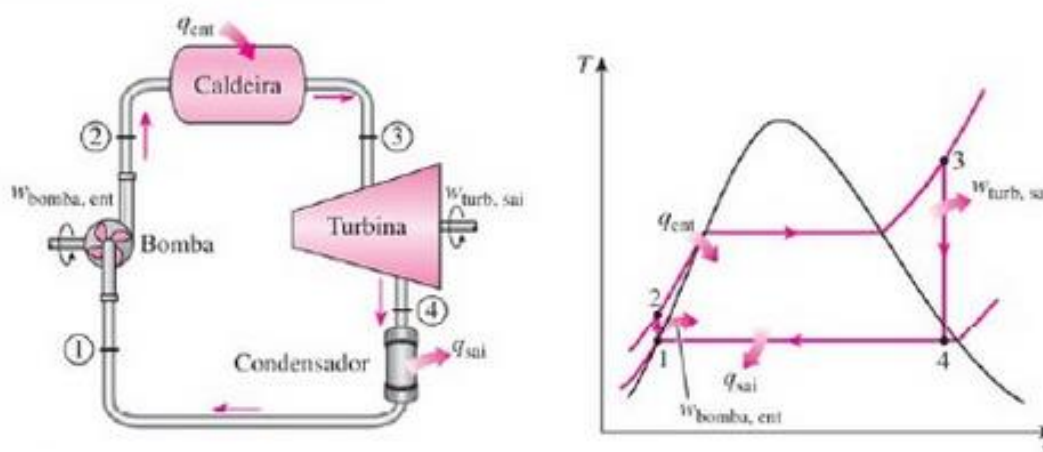
Fonte: Moran e Shapiro (2006)

É importante notar que a aplicação do regenerador só é recomendada para quando a temperatura dos gases de exaustão é maior que a temperatura na do ar na saída do compressor, pois o calor fluirá de maneira inversa e o rendimento do ciclo será menor. Nota-se também que quanto mais próximo a temperatura do ponto x da temperatura do ponto 4, menor a demanda de calor da câmara de combustão. Para as microturbinas, que funcionam segundo o ciclo Brayton regenerativo, o regenerador um artifício para compensar o baixo rendimento comparado as turbinas, principalmente por restrições geométricas.

3.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO

Semelhante ao ciclo Rankine convencional, o ciclo Rankine orgânico é na verdade uma modificação do ciclo Rankine convencional, e a principal diferença entre os dois é o tipo de fluido de trabalho, no ciclo Rankine orgânico utiliza-se fluidos orgânicos, ao invés de água pura como no ciclo Rankine. Os fluidos orgânicos utilizados no ciclo Rankine orgânico apresentam uma vantagem em relação à água para recuperação de energia de baixa temperatura, pois apresentam ponto de ebulição mais baixo que o da água. Para melhor conhecer o funcionamento do ciclo Rankine orgânico é interessante conhecer o ciclo Rankine convencional para facilitar a compreensão. A Figura 13 apresenta o esquema e o diagrama T-s (Temperatura x Entropia) do ciclo Rankine ideal.

Figura 13: Esquema e diagrama T-s do ciclo Rankine ideal



Fonte: Çengel e Boles, 2007

Considerando que os quatro estados acontecem em regime permanente e que o estado 1 seja líquido saturado e o estado 3 seja vapor superaquecido, os processos que acontecem nesse ciclo são:

- 1-2:** Compressão isentrópica na bomba (w_{bomba}).
- 2-3:** Transferência de calor a pressão constante na caldeira (Q_{ent}).
- 3-4:** Expansão isentrópica na turbina (w_{turb}).
- 4-1:** Rejeição de calor a pressão constante no condensador (Q_{sai}).

Inicialmente a água entra na bomba no estado líquido saturado, onde aumenta sua pressão e sai no estado de líquido comprimido e entra na caldeira, onde a água passa do estado de líquido comprimido para o estado de vapor superaquecido devido ao calor fornecido pela caldeira, e sai no estado de vapor superaquecido para entrar em uma turbina, que gera trabalho através do giro do eixo da turbina, que é conectado a um gerador elétrico, ocasionado pela passagem do vapor através das pás da turbina. Após passar pela turbina o, vapor a uma baixa pressão, vai para o condensador onde transforma o vapor em líquido saturado e o ciclo começa novamente.

O ciclo Rankine orgânico tem um maior rendimento termodinâmico que o ciclo convencional quando a fonte térmica é de média/baixa temperatura, porque o calor latente de vaporização dos fluidos orgânicos é menor que o da água, permitindo uma maior vazão de fluido que faz com que ocorra um melhor aproveitamento térmico. (Larjola, 1994)

Quando suprido por uma fonte de baixa temperatura, o ciclo Rankine orgânico opera entre 60 °C e 200 °C, podendo atingir até 350 °C, quando suprido por fontes de média temperatura. (Saleh, 2007)

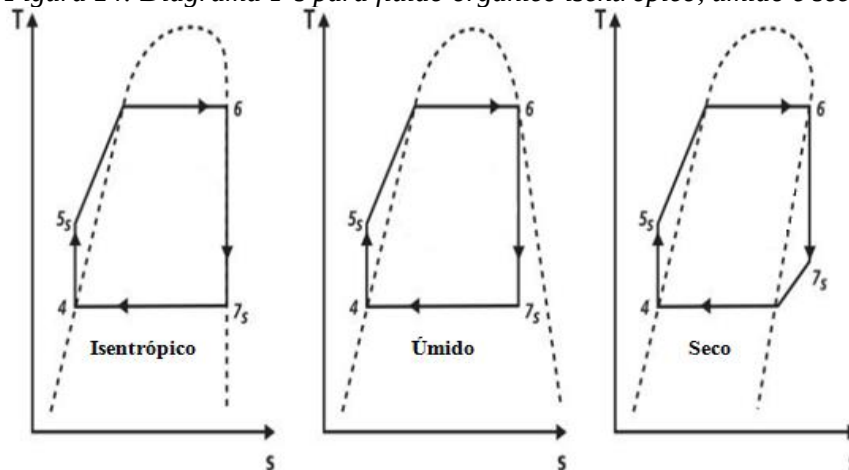
As principais fontes de baixa/média temperatura para a tecnologia do ciclo Rankine orgânico são, fonte geotérmicas, fonte solar e a fonte de rejeito térmico de processos, como por exemplo os gases de combustão liberados por microturbinas a gás.

3.2.1 Fluidos Orgânicos

O desempenho do ciclo Rankine orgânico é dado principalmente pelo fluido utilizado pelo sistema, o que mostra que a seleção do fluido de trabalho é uma tarefa de grande importância, pois a escolha do fluido deve buscar um maior rendimento termodinâmico e um maior desempenho ambiental, além das questões de segurança, de saúde e econômicas.

Os fluidos orgânicos são classificados, basicamente, em três categorias, fluidos secos, isentrópicos e úmidos, dependendo da variação da temperatura com relação a entropia (dT/ds) no gráfico T-s, como é apresentado na Figura 14.

Figura 14: Diagrama T-s para fluido orgânico isentrópico, úmido e seco



Fonte: COGEN PORTUGAL, 2011, adaptado pelo autor.

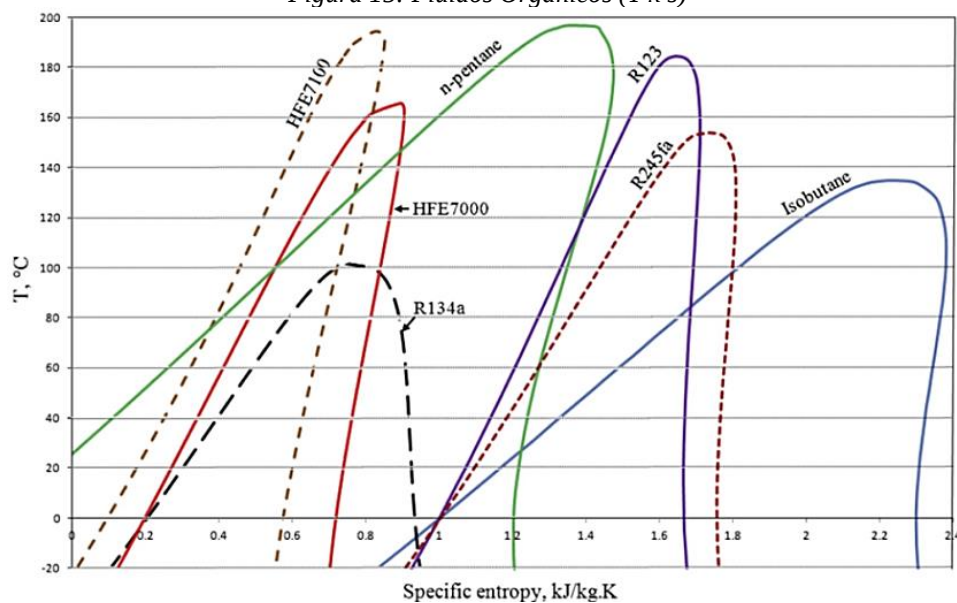
Fluido Húmido, com declive (dT/ds) negativo, necessita sofrer um superaquecimento antes da entrada na turbina para evitar uma condensação do fluido no interior da turbina ao final do processo de expansão do fluido.

Fluido Isentrópico, com declive (dT/ds) igual a zero, entra na turbina como vapor saturado e sai como vapor saturado, pois o vapor se expande ao longo de uma linha vertical no diagrama T-s, e não ocorre condensação no interior da turbina.

Fluido Seco, com declive (dT/ds) positivo, entra na turbina na fase de vapor saturado e sai como vapor superaquecido após o processo de expansão, o que garante que durante todo o processo de expansão não haverá condensação do fluido no interior da turbina.

A Figura 15 apresenta o digrama T x s simplificado de vários fluidos orgânicos secos.

Figura 15: Fluídos Orgânicos (T x s)



Fonte: QUI, 2012

Para este trabalho foram selecionados fluidos secos, pois dessa maneira não existe a possibilidade de o fluido condensar na turbina. Os fluidos selecionados de acordo com disponibilidade, custo, meio ambiente e segurança foram o Penta-Flúor-Propano (R245fa) e o Dicloro-Triflúoretano (R123) que são fluidos refrigerantes orgânicos.

3.2.2 Expansores

O rendimento do ciclo Rankine orgânico está diretamente ligado com o desempenho do expensor, que podem ser classificados como turbinas ou máquinas de deslocamento positivo. As turbinas podem ainda ser classificadas em turbina axial e turbina radial, onde a axial é ideal para sistemas com alta vazão e a turbina radial é ideal para sistemas que trabalham com baixa vazão. As máquinas de deslocamento positivo são ideais para sistemas que operam com baixas vazões, alta razão de expansão e velocidade de rotação menor quando comparado com as turbinas e as máquinas de deslocamento positivo mais conhecidas para a aplicação em ciclo Rankine orgânico são do tipo parafuso, de palhetas e scroll.

As máquinas do tipo parafuso, quando comparada com outras máquinas de vários estágios, possuem uma arquitetura mais simples, porém possui como grande desvantagem a necessidade de lubrificação. A Figura 16 apresenta uma máquina de deslocamento positivo do tipo parafuso.

Figura 16: Máquina de expansão do tipo parafuso

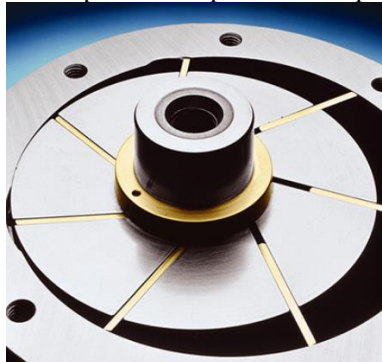


Fonte: Aprieto (2018)

As máquinas de deslocamento positivo do tipo palhetas são máquinas em que o seu processo de expansão é obtido entre a parede do cilindro e as palhetas ranhuras no rotor, cujo centro está localizado excêntrica na caixa do cilindro. O expensor de palhetas operando a baixa velocidade tem desempenhado um papel importante na indústria para aplicações de baixa temperatura. Este expensor apresenta as vantagens de baixo custo, boa confiabilidade e

compacidade, no entanto, seus desempenhos energéticos são ruins. A Figura 17 apresenta um expansor do tipo palhetas.

Figura 17: Máquina de expansão do tipo palhetas



Fonte: Hidrocarbons Technology (2017)

O expansor scroll, que na verdade é um compressor operando em modo reverso, é a máquina de expansão, dentre as mencionadas, que possui menos partes moveis, o que garante uma operação mais suave, silenciosa e confiável. A Figura 18 apresenta o expansor scroll.

Figura 18: Máquina de expansão do tipo scroll



Fonte: Dansie (2014)

3.3 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos utilizados para realizar troca térmica entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas com ou sem mistura de um fluido com o outro. São bastante utilizados na indústria e as suas principais aplicações são aquecimento e refrigeração de ambientes, condicionamento de ar, produção de energia e recuperação de energia.

Os trocadores de calor são geralmente classificados pela disposição das correntes dos fluidos ou pelo tipo de construção. Pela disposição dos fluidos, os trocadores podem ser

classificados em escoamento paralelo, onde o fluido quente e o fluido frio se movem no mesmo sentido, em escoamento contracorrente, onde os fluidos se movem em sentidos contrários, e em escoamento cruzado, onde um fluido se move perpendicular ao outro. Já pelo tipo de construção, os trocadores de calor são classificados principalmente em tubo duplo, casco e tubo e compacto. O foco desse trabalho se dará nos traçadores de calor do tipo compacto.

Trocadores compactos são trocadores de calor que possuem uma densidade de área $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. A densidade de área é definida pela razão entre a área de troca de calor e o volume do trocador de calor. A Figura 19 apresenta um trocador de calor compacto, que é o recuperador de calor do laboratório COGENCASA da UFPE..

Figura 19: Trocador de calor compacto (Recuperador de calor do COGENCASA)



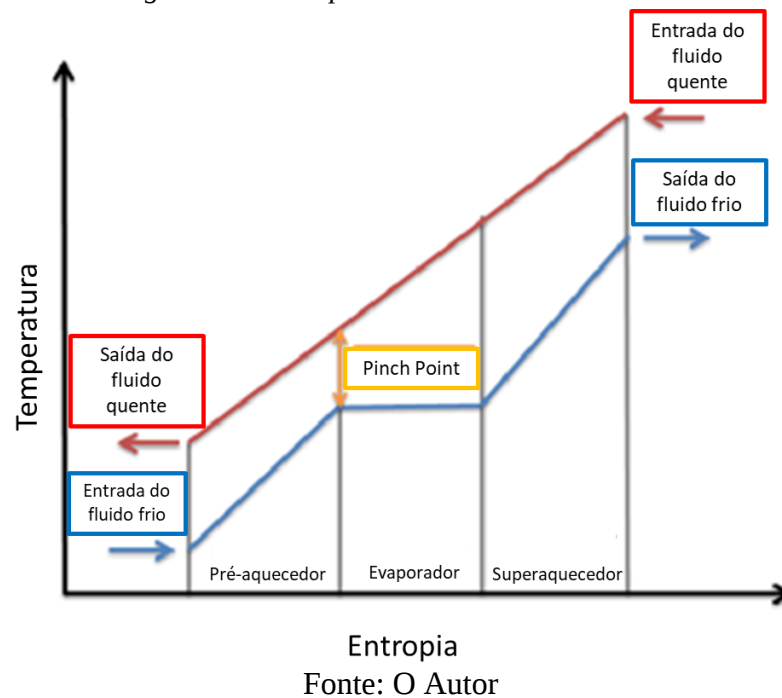
Fonte: Correia (2009)

Nos trocadores de calor compactos, os fluidos geralmente escoam de forma cruzada, ou seja, de forma perpendicular um escoamento em relação ao outro, e pode ou não haver mistura entre os fluidos. Nas microturbinas, os regeneradores são trocadores de calor do tipo compacto.

3.3.1 Pinch Point

Um conceito importante de mencionar a respeito dos trocadores de calor é o conceito de *Pinch Point*, que se trata de uma metodologia de projeto que consiste em garantir uso otimizado da energia. O *Pinch* é caracterizado por uma diferença mínima de temperatura entre fluxos quentes e frios e designa o local onde a recuperação de calor é a maior restrição como apresentado na Figura 20.

Figura 20: Pinch point de um trocador de calor



Como é conhecido, a curva de temperatura do fluido quente não pode cruzar a curva do ciclo, uma vez que se isso ocorresse a transferência de calor seria no sentido inverso, do fluido frio para o fluido quente. O *pinch point* é importante no cálculo de trocadores de calor para garantir o não cruzamento das curvas de temperatura do fluido quente com o fluido frio, o que inviabilizaria tecnicamente o projeto.

3.4 EXERGIA

Quando dois sistemas em diferentes estados são postos em comunicação, existe uma oportunidade de desenvolver um trabalho útil, sendo um dos sistemas, um sistema idealizado, chamado de ambiente e o outro sistema é algum sistema de interesse, a exergia é o máximo trabalho teórico que pode ser obtido a medida que os sistema interagem ao equilíbrio. (Bejan et al., 1996)

É importante, no estudo de exergia, conhecer o sistema de referência, chamado de ambiente de referência, ou simplesmente ambiente. O ambiente, para este trabalho, é um sistema com pressão e temperatura uniformes, onde suas propriedades intensivas não variam como resultado de algum processo e livre de irreversibilidades. Quando o sistema em estudo atinge o equilíbrio em relação ao ambiente de referência, dizemos que ele está no estado morto e não há potencial de realização de trabalho. O estado morto para este trabalho é definido por $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1\text{atm}$.

A exergia pode ser dividida em quatro componentes, física, cinética, potencial e química, porém a exergia cinética e a potencial são desprezíveis quando comparadas com os outros componentes da exergia.

A exergia física considera os efeitos de temperatura e pressão, ou seja, a exergia física é a medida do máximo trabalho teórico para levar um sistema do estado inicial (T,p) até o estado morto (T_0, p_0).

A exergia química considera a composição química do sistema, ou seja, a exergia química é o máximo trabalho teórico para realizar o equilíbrio de químico, entre o estado morto e o ambiente de referência.

A exergia total do sistema pode ser calculada pela soma de todos os componentes da exergia, no caso deste trabalho, a exergia física e a exergia química.

Como inconveniente, a modelagem de um ambiente de referência é bastante complexa, porém essa complexidade pode ser contornada utilizando tabelas de exergias químicas padrões como apresentado na Tabela 4.

Tabela 4: Exergia Química Padrão

Substância	Fórmula	Modelo I	Modelo II
Nitrogênio	$N_2(g)$	640	720
Oxigênio	$O_2(g)$	3950	3970
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	14175	19870
Água	$H_2O(g)$	8635	9500
Água	$H_2O(l)$	45	900
Carbono (grafite)	$C(s)$	404590	410260
Hidrogênio	$H_2(s)$	235250	236100
Enxofre	$S(s)$	598160	609600
Monóxido de carbono	$CO(g)$	269410	275100
Dióxido de enxofre	$SO_2(g)$	301940	313400
Monóxido de nitrogênio	$NO(g)$	88850	88900
Dióxido de nitrogênio	$NO_2(g)$	55565	55600
Sulfeto de hidrogênio	$H_2S(g)$	799890	812000
Amônia	$NH_3(g)$	336685	337900
Metano	$CH_4(g)$	824350	831650
Etano	$C_2H_6(g)$	1482035	1485840
Álcool metílico	$CH_3OH(g)$	715070	722300
Álcool metílico	$CH_3OH(l)$	710745	718000
Álcool etílico	$C_2H_5OH(g)$	1348330	1363900
Álcool etílico	$C_2H_5OH(l)$	1342085	1357700

Fonte: Moran e Shapiro (2006)

Para este trabalho, vamos utilizar o modelo II, que utiliza 1 atm como pressão de referência.

3.5 ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA

A análise exergoeconômica é uma metodologia de análise de sistemas térmicos que combina a análise exérgica com a análise econômica.

O balanço exergoeconômico é realizado considerando-se todos os fluxos de exergia e equipamentos do sistema. As equações que representam o balanço de custo exérgico sistema estão descritas a seguir.

$$\dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{i,entra} = \sum \dot{C}_{i,sai} \quad (1)$$

$$\dot{C}_i = c_i \cdot \dot{\phi}_i \quad (2)$$

Onde, $\dot{Z}_k$ é o custo de investimento mais o custo de manutenção do equipamento k , $\dot{C}_i$ é a taxa de custo associada ao i -ésimo fluxo do sistema, c_i é o custo por unidade de exergia associado ao i -ésimo fluxo do sistema e $\dot{\phi}_i$ representa a exergia associada ao i -ésimo fluxo do sistema.

Outros parâmetros importantes na análise exergoeconômica são a diferença relativa de custo e o fator exergoeconômico e suas equações estão descritas a seguir.

$$r_k = \frac{c_p - c_f}{c_f} \quad (3)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{c_f \cdot \dot{\phi}_d + \dot{Z}_k} \quad (4)$$

Onde r_k representa a diferença relativa de custo do equipamento k , f_k representa o fator exergoeconômico do equipamento k e os índices p e f representam o produto e o combustível de cada equipamento do sistema do ponto de vista exergoeconômico respectivamente.

A diferença relativa de custo indica o aumento relativo do custo médio por unidade de exergia entre o combustível e o produto, esse parâmetro é utilizado para indicar qual equipamento pode ser otimizado economicamente com menor esforço, já o fator exergoeconômico compara a taxa de custo de investimento do equipamento com a taxa de custo da exergia destruída, esse parâmetro indica qual o equipamento que pode ser economicamente viável para realizar investimento na sua eficiência.

3.5.1 Método SPECO

O método SPECO (*Specific Exergy Costing*) é baseado no conceito de produto e combustível também utilizado em eficiência exergética e consiste em três etapas, a identificação dos fluxos de exergia, a definição de produto e combustível e as equações de custo.

Identificação dos fluxos de exergia: Consiste em calcular os fluxos de exergia de entrada e de saída de um sistema.

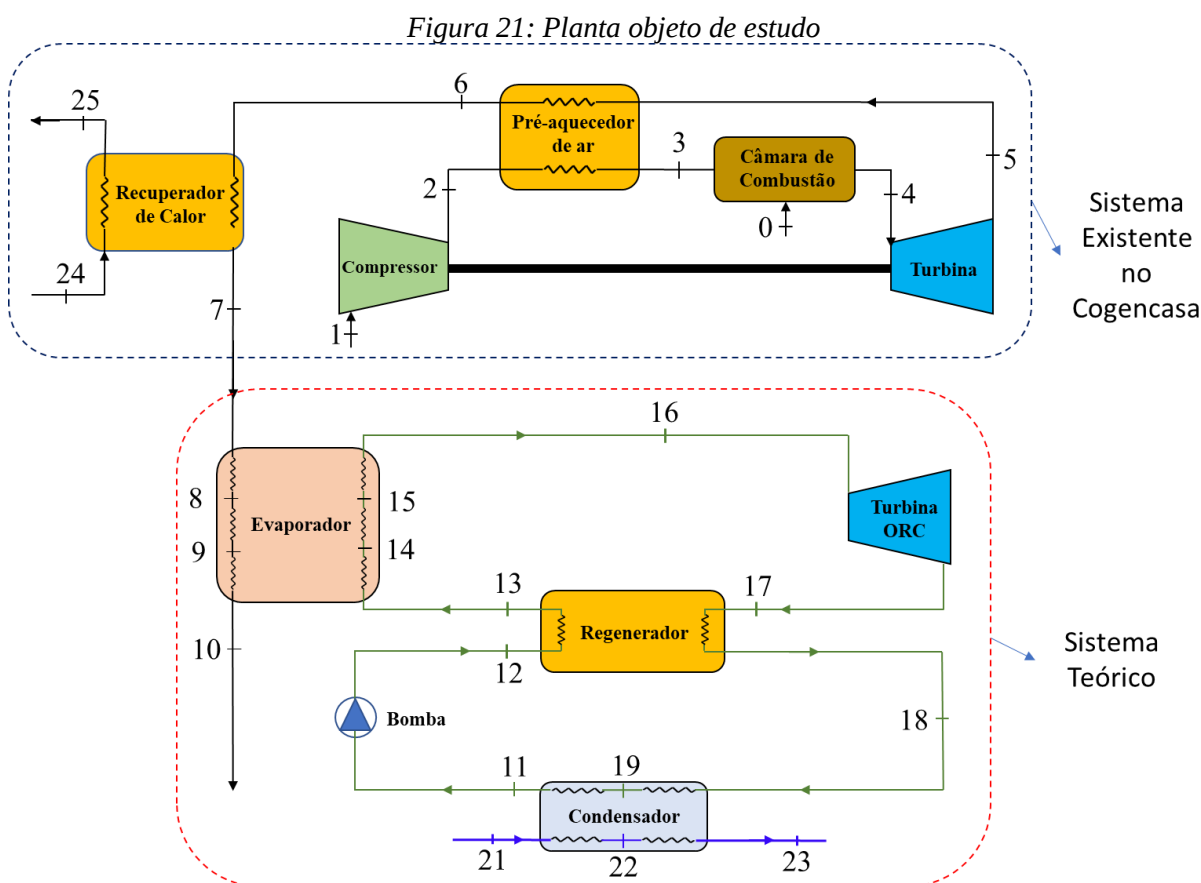
Definição de Produto e Combustível: O produto é definido como o propósito de operação de determinado um equipamento considerado, já o combustível é definido como o recurso usado para obter o produto.

Equações de custo: As equações de custo associam o custo de um sistema com seu ambiente e suas fontes de incidência, segundo Cavalcanti (2016). Quando se faz uma matriz incidência $[n \times m]$, onde n é o número de componentes e m é o número de fluxos, nota-se que é necessário equações auxiliares, que são encontradas utilizando o princípio F e princípio P.

O princípio F afirma que toda adição de exergia para um componente é definido com combustível, e o princípio P afirma que toda remoção de exergia de um componente é considerado como o produto.

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

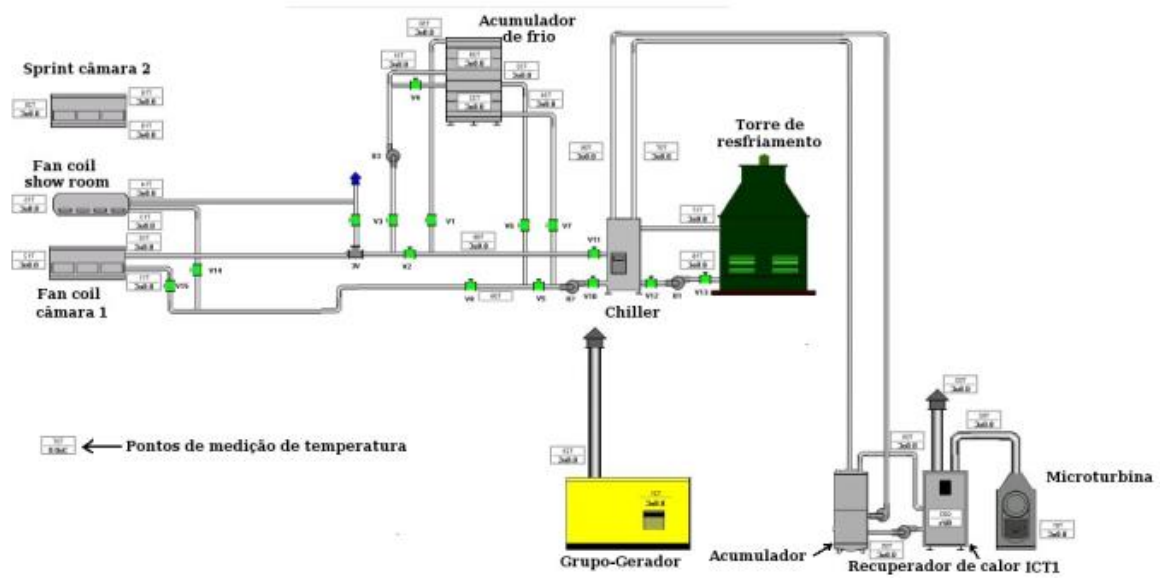
O objetivo desse capítulo simular o comportamento físico da planta objeto de estudo apresentada na Figura 21 através de equações que descrevem o seu comportamento, baseadas na primeira lei da termodinâmica, segunda lei da termodinâmica e a lei da conservação da massa.



Fonte: O autor

A planta de estudo é uma planta de microcogeração composta por um sistema que já existe no laboratório COGENCASA, que se trata da microturbina e do recuperador de calor e um sistema teórico, que se trata do ciclo Rankine orgânico. O COGENCASA, laboratório localizado na Universidade Federal de Pernambuco, o qual é um laboratório de cogeração composto por uma microturbina, um recuperador de calor, um moto gerador e um chiller de absorção como equipamentos principais, onde neste trabalho não foram considerados o moto gerador e o chiller de absorção. A Figura 22 apresenta um esquema do laboratório COGENCASA.

Figura 22 Esquema do laboratório COGENCASA - UFPE



Fonte: CORREIA (2009)

Na planta em estudo são produzidos energia elétrica, gerada pela turbina e pela turbina ORC e energia térmica, gerada a partir dos case de combustão da microturbina, a partir do mesmo insumo, o gás natural, onde a composição e as propriedades desse combustível estão apresentadas na Tabela 5 e na Tabela 6.

Tabela 5: Composição do gás natural

Componentes	% Volumétrica
Metano	89,24
Etano	7,86
Propano	0,24
Butano e Mais Pesados	0,05
N ₂	1,34
CO ₂	1,25
O ₂	0,02
Total	100
H ₂ S (Gás Sulfídrico) – mg/m ³	0,4
Enxofre Total – mg/m ³	8,4
PCS (@ 20°C, 1 atm)	9.205 Kcal/m ³
PCI (@ 20 °C , 1 atm)	8.307 Kcal/m ³

Fonte: Copergás (2017)

Tabela 6: Propriedades do gás natural

Componentes	Média
Poder Calorífico Superior	9400 Kcal/m ³
Poder Calorífico Inferior	8500 Kcal/m ³
Densidade Relativa (AR @ 20°C, 1 atm)	0,63 Kg/m ³
Massa Específica (@ 20 °, 1 atm)	0,78 Kg/m ³
Peso Molecular Médio	18,064 g/mol
Fator de Compressibilidade R-K	0,9973 (@ 20 ° C, 1 atm)
Viscosidade	0,010816 cP
Cp/Cv	1,2816
Ponto de orvalho	- 56 °C
Ponto de ignição	482 □ 632°C
Limite inferior de inflamabilidade da mistura (@ 20°, 1 atm)	5 % vol Ar
Limite superior de inflamabilidade da mistura (@ 20°, 1 atm)	15 % vol Ar

Fonte: Copergás (2017)

O ar ambiente foi considerado, para os cálculos, como um gás ideal e sua composição formada por oxigênio, nitrogênio e vapor de água, a quantidade de cada elemento está apresentado na Tabela 7. As propriedades físicas do ar foram consideradas para a temperatura de 25°C e pressão de 101,3 kPa.

Tabela 7: Composição do ar ambiente

Substância	%
Oxigênio (O ₂)	20,62
Nitrogênio (N ₂)	77,53
Vapor de água (H ₂ O)	1,85

Fonte: O autor

A microturbina selecionada para este trabalho foi a CAPSTONE C30, mostrada na Figura 23, que apresenta uma potência nominal de 30 kW, e a escolha por essa turbina foi porque é a microturbina presente no laboratório de cogeração da UFPE, o COGENCASA.

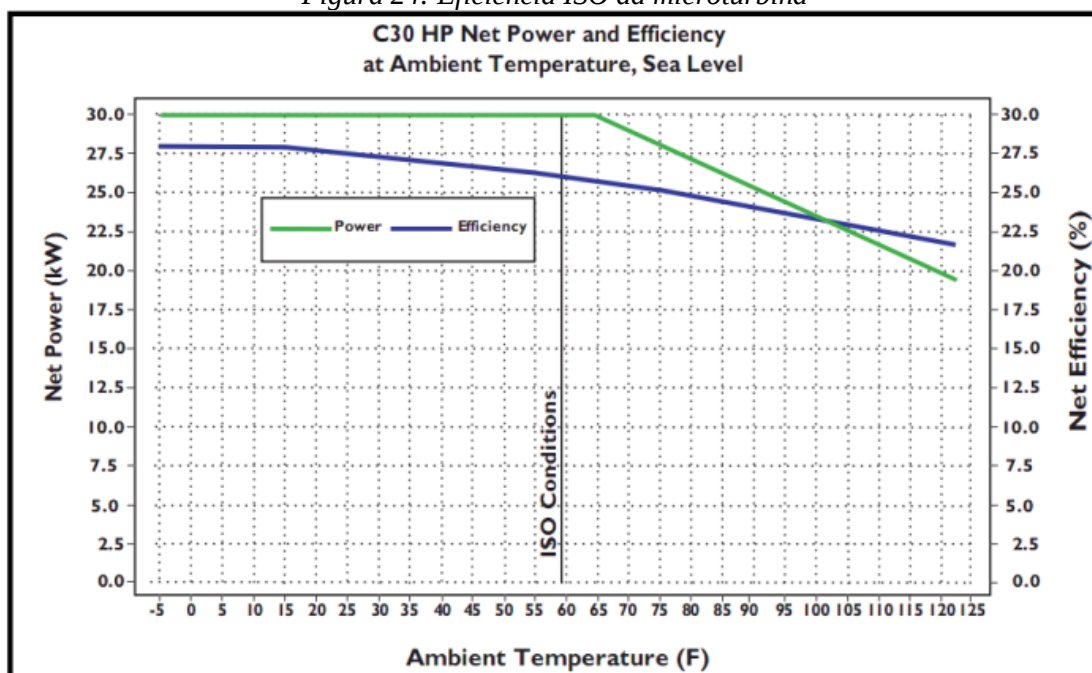
Figura 23: Microturbina do laboratório COGENCASA - UFPE



Fonte: CORREIA (2009)

A Figura 24 apresenta o gráfico fornecido pelo fabricante da microturbina, onde apresenta a faixa de potência e eficiência para diferentes condições de temperatura.

Figura 24: Eficiência ISO da microturbina



Fonte: CAPSTONE

Na Tabela 8 é apresentado as características de desempenho e emissões de poluentes da microturbina de acordo com a CAPSTONE, a fabricante da microturbina.

Tabela 8: Características de desempenho da microturbina

Performance	Potência	Eficiência (LHV)
GN/GLP 52-55 (psig)	30 kW(+0/-1)	26% (+-2)
Emissões		
NOx	<9ppmV@15%O2	
Entradas/Saídas		
Fluxo do combustível	457MJ/h	
Gases de exaustão	275°C	
Fluxo mássico	0.31 kg/s	
Energia Total Saída	327MJ/h	

Fonte: CAPSTONE

Os procedimentos de cálculo da modelagem matemática da planta objeto de estudo consistem na resolução de um sistema de equações baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica e na conservação da massa. Para os cálculos, foram consideradas as seguintes hipóteses:

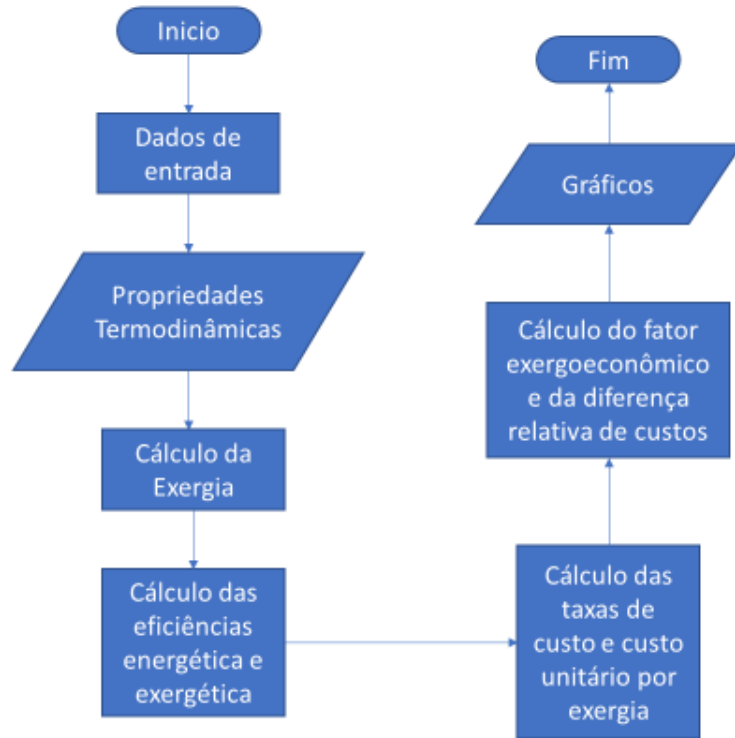
- O sistema operando em regime permanente;
- Compressores, turbina e bombas adiabáticos;
- O ar e os gases de combustão considerados como gases ideais.
- A queda de pressão no lado do ar e dos gases são 2% e 5% respectivamente, baseado em Khaljani et al. (2015);
- O fluido orgânico entra na turbina como vapor saturado.

Para a solução dos sistemas de equações foi utilizado o software EES (*Engineering Equation Solver*), que utiliza o método de Newton-Raphson de várias variáveis para encontrar a solução do sistema de equações proposto. A escolha pelo EES para a solução do problema se deu principalmente pela vasta biblioteca de propriedades físico-químicas de uma grande quantidade de fluidos internas ao programa, outro ponto que motivou a escolha do EES foi a facilidade de utilização software.

A modelagem foi dividida em três partes, a microturbina, o recuperador de calor e o ciclo Rankine orgânico. Os fluidos orgânicos utilizados neste trabalho foram o R123 e R245fa, os quais foram escolhidos pois ambos são fluidos secos, estão presentes na biblioteca de propriedades do EES e são amplamente utilizados em estudos de ciclo Rankine orgânico. Na Figura 25 é apresentado um fluxograma da metodologia do modelo desenvolvido, onde através dos dados de entrada são calculadas as propriedades termodinâmicas, as exergias, as eficiências energéticas e exergéticas, as taxas de custo exergético, o custo unitário por unidade

de exergia e por fim foram gerados gráficos do comportamento termodinâmico do sistema, porém o software resolve as equação do modelo não de forma linear e sim por blocos de sistemas de equações de forma otimizada.

Figura 25: Fluxograma da metodologia do modelo matemático



Fonte: O Autor

4.1 MICROTURBINA

A microturbina foi modelada baseado no ciclo Brayton. As equações que descrevem o comportamento da microturbina foram separadas pelo componente da máquina e são apresentadas abaixo.

4.1.1 Compressor

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (6)$$

Onde η_{comp} é a eficiência isentrópica do compressor, k é a razão de calor específico do ar e as temperaturas devem ser consideradas em Kelvin (K).

4.1.2 Pré-aquecedor de ar

$$\dot{m}_3 \cdot c_{par} (T_3 - T_2) = \eta_{pa} \cdot \dot{m}_4 \cdot c_{pgases} (T_5 - T_6) \quad (7)$$

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (8)$$

Onde η_{pa} é a eficiência do trocador de calor, que foi considerada 96,5% e ε é a efetividade do trocador de calor.

4.1.3 Câmara de Combustão

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_0 \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_0 \cdot PCI_{comb} = \dot{m}_4 \cdot h_4 - Q_{perdido} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{m}_0 \cdot PCI_{comb} \cdot (1 - \eta_{cc}) \quad (11)$$

Onde PCI_{comb} é o poder calorífico superior do combustível, no caso, gás natural e η_{cc} é a eficiência da câmara de combustão, que foi considerado 99%

4.1.4 Turbina

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - \eta_{turb} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (12)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (13)$$

$$\dot{W}_{MT} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp} \quad (14)$$

Onde η_{turb} é a eficiência isentrópica da turbina.

4.2 RECUPERADOR DE CALOR

Para a modelagem do recuperador de calor, foram adotadas as seguintes equações.

$$\dot{m}_6 \cdot c_{pgases} (T_6 - T_7) = \dot{m}_{24} \cdot c_{p\grave{a}gua} (T_{25} - T_{24}) \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{m}_6 \cdot c_{pgases} (T_6 - T_7) = \dot{m}_{24} \cdot c_{p\grave{a}gua} (T_{25} - T_{24}) \quad (16)$$

$$\Delta T_{ml,rc} = \frac{(T_7 - T_{24}) - (T_6 - T_{25})}{\ln \left[\frac{(T_7 - T_{24})}{(T_6 - T_{25})} \right]} \quad (17)$$

$$UA_{rc} = \frac{\dot{Q}_{rc}}{\Delta T_{ml,rc}} \quad (18)$$

Onde ΔT_{ml} é a temperatura média logarítmica e UA_{rc} é o coeficiente global de transferência de calor do recuperador de calor.

4.3 CICLO RANKINE ORGÂNICO

O ciclo Rankine orgânico foi modelado baseado no ciclo Rankine. As equações que descrevem o comportamento do ciclo Rankine orgânico foram separadas por componente do sistema e estão apresentadas abaixo.

4.3.1 Bomba

$$\dot{W}_{bomba,ORC} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (19)$$

$$\eta_{s,bomba\ ORC} = \frac{(h_{11} - h_{12s})}{(h_{11} - h_{12})} \quad (20)$$

Onde $\dot{W}_{bomba,ORC}$ representa a potência consumida pela bomba de fluido orgânico e o índice ORC é referente ao ciclo Rankine orgânico.

4.3.2 Regenerador

$$\dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (21)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{17} - T_{18}}{T_{17} - T_{12}} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{reg,ORC} = \dot{m}_{12} \cdot c_{pfo} (T_{13} - T_{12}) = \dot{m}_{17} \cdot c_{pfo} (T_{17} - T_{18}) \quad (23)$$

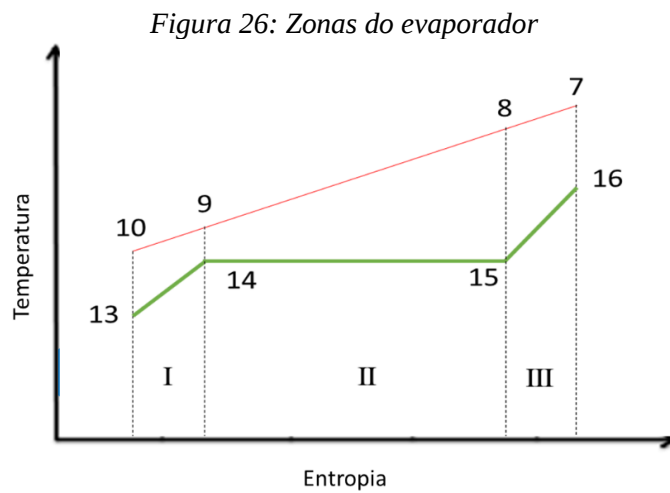
$$\Delta T_{ml,reg} = \frac{(T_{17} - T_{13}) - (T_{18} - T_{12})}{\ln \left[\frac{(T_{17} - T_{13})}{(T_{18} - T_{12})} \right]} \quad (24)$$

$$UA_{reg,ORC} = \frac{\dot{Q}_{reg,ORC}}{\Delta T_{ml,reg}} \quad (25)$$

Onde o índice fo é referente ao fluido orgânico.

4.3.3 Evaporador

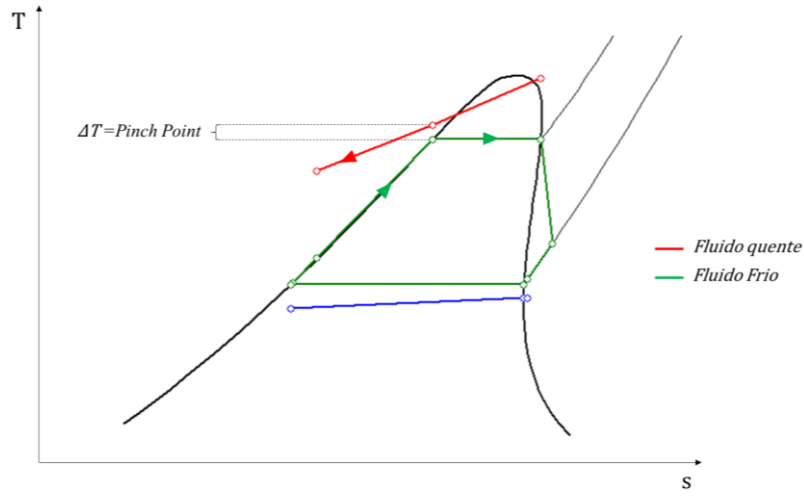
Para o modelagem, o evaporador foi dividido em três zonas, a zona de aquecimento do fluido na fase líquida (I), zona de mudança de fase (II) e zona de superaquecimento do fluido (III). como apresentado na Figura 26.



Fonte: O autor

Ainda para a modelagem do evaporador, foi utilizado um parâmetro chamado *pinch point*, que é o ponto em que a diferença entre a fluxo de calor residual e o fluido orgânico é mínimo. A introdução desse parâmetro é importante para garantir que a curva de temperatura do fluido quente não cruze com a curva de temperatura do evaporador, já que se isso ocorresse a transferência de calor seria no sentido contrário, da fonte fria para a fonte quente. A Figura 27 apresenta um gráfico onde o *pinch point* é representado.

Figura 27: Representação do pinch point do evaporador



Fonte: O autor

As equações que simulam o comportamento do evaporador estão apresentadas abaixo.

$$\dot{m}_{13} \cdot c_{p_{fo}} (T_{14} - T_{13}) = \dot{m}_9 \cdot c_{p_{gases}} (T_9 - T_{10}) \quad (26)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot (h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_8 \cdot c_{p_{gases}} (T_8 - T_9) \quad (27)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot c_{p_{fo}} (T_{16} - T_{15}) = \dot{m}_7 \cdot c_{p_{gases}} (T_7 - T_8) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{evap,ORC} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{16} - T_{13}) = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_{10}) \quad (29)$$

$$T_9 = T_{14} + PP_{evap} \quad (30)$$

$$\Delta T_{ml,evap,ORC} = \frac{(T_7 - T_{16}) - (T_{10} - T_{13})}{\ln \left[\frac{(T_7 - T_{16})}{(T_{10} - T_{13})} \right]} \quad (31)$$

$$UA_{evap,ORC} = \frac{\dot{Q}_{evap,ORC}}{\Delta T_{ml,evap,ORC}} \quad (32)$$

Onde PP_{evap} é o *pinch point* do evaporador.

4.3.4 Turbina ORC

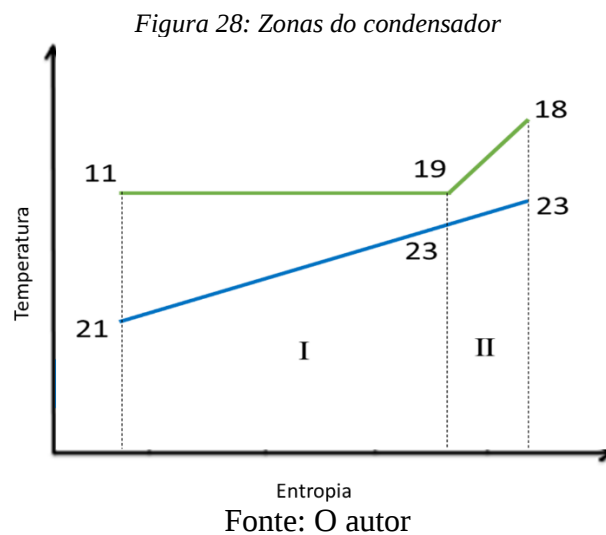
$$\dot{W}_{expansor,ORC} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (33)$$

$$\eta_{s,expansor\ ORC} = \frac{(h_{16} - h_{17})}{(h_{16} - h_{17s})} \quad (34)$$

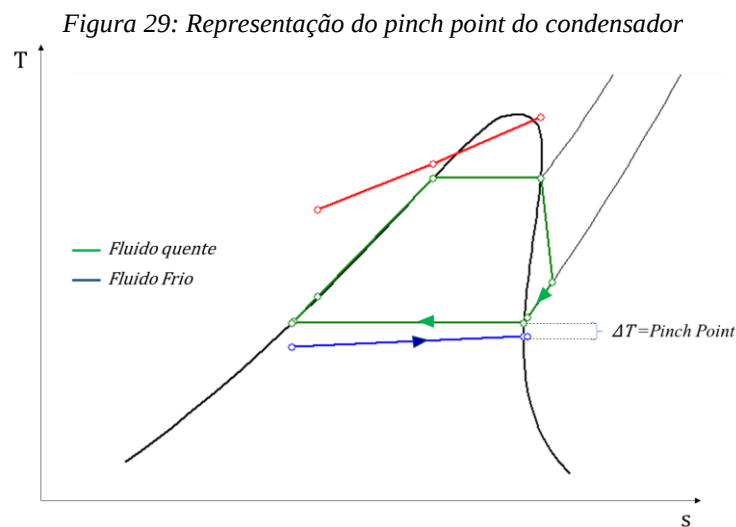
Onde $\dot{W}_{expansor,ORC}$ representa a potência gerada pelo expansor do ciclo Rankine orgânico.

4.3.5 Condensador

Assim como o evaporador, o condensador também foi dividido em zonas para a modelagem, a zona de dessuperquecimento do fluido orgânico (II) e a zona de mudança de fase (I) como apresentado na Figura 28.



Também foi utilizado o parâmetro pinch point para o condensador, sua representação pode ser observada na Figura 29.



As equações que simulam o comportamento do condensador estão apresentadas abaixo.

$$\dot{m}_{18} \cdot c_{pfo}(T_{18} - T_{19}) = \dot{m}_{21} \cdot c_{p\grave{a}gua}(T_{23} - T_{22}) \quad (35)$$

$$\dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_{11}) = \dot{m}_{21} \cdot c_{pgases}(T_{22} - T_{21}) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{cond,ORC} = \dot{m}_{18} \cdot (h_{11} - T_{18}) = \dot{m}_{21} \cdot (h_{21} - h_{23}) \quad (37)$$

$$T_{22} = T_{19} + PP_{cond} \quad (38)$$

$$\Delta T_{ml,cond,ORC} = \frac{(T_{18} - T_{23}) - (T_{20} - T_{21})}{\ln \left[\frac{(T_{18} - T_{23})}{(T_{20} - T_{21})} \right]} \quad (39)$$

$$UA_{cond,ORC} = \frac{\dot{Q}_{cond,ORC}}{\Delta T_{ml,cond,ORC}} \quad (40)$$

4.4 EXERGIA

Para o cálculo da exergia de cada fluxo do sistema, é importante dividir a exergia em duas parcelas, a exergia física e a exergia química. As equações implementadas no modelo para o cálculo de cada parcela da exergia de cada fluxo do sistema são baseadas nas equações apresentadas a seguir.

$$\dot{E}_i^{física} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (41)$$

$$\dot{E}_i^{química} = \sum x_k \bar{e}_k^{ch} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (42)$$

$$\dot{E}_i = \dot{E}_i^{física} + \dot{E}_i^{química} \quad (43)$$

Onde os índices i e 0 , representam o estado do fluxo e o estado de referência do sistema, x representa a fração molar da substância k , R é a constante universal dos gases e E representa o fluxo de exergia.

Abaixo segue as equações de exergia de cada componente da planta objeto de estudo.

4.4.1 Compressor

$$\dot{E}_1^{física} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (44)$$

$$\dot{E}_2^{física} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (45)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ar}^{química} = & (x_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{ch} + x_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{ch} + x_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{ch}) + \bar{R}T_0 \cdot (x_{O_2} \ln x_{O_2} + x_{N_2} \ln x_{N_2} \\ & + x_{H_2O} \ln x_{H_2O}) \end{aligned} \quad (46)$$

4.4.2 Pré-aquecedor de ar

$$\dot{E}_6^{física} = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (47)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ar}^{química} = & (x_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{ch} + x_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{ch} + x_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{ch}) + \bar{R}T_0 \cdot (x_{O_2} \ln x_{O_2} + x_{N_2} \ln x_{N_2} \\ & + x_{H_2O} \ln x_{H_2O}) \end{aligned} \quad (48)$$

4.4.3 Câmara de Combustão

$$\dot{E}_3^{física} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (49)$$

$$\dot{E}_4^{física} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (50)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ar}^{química} = & (x_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{ch} + x_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{ch} + x_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{ch}) + \bar{R}T_0 \cdot (x_{O_2} \ln x_{O_2} + x_{N_2} \ln x_{N_2} \\ & + x_{H_2O} \ln x_{H_2O}) \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{combustível}^{química} = & (x_{CH_4} \cdot \bar{\varphi}_{CH_4}^{ch} + x_{C_2H_6} \cdot \bar{\varphi}_{C_2H_6}^{ch} + \dots + x_{H_2O} \cdot \bar{\varphi}_{H_2O}^{ch}) \\ & + \bar{R}T_0(x_{CH_4} \ln x_{CH_4} + x_{C_2H_6} \ln x_{C_2H_6} + \dots + x_{H_2O} \ln x_{H_2O}) \end{aligned} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{gases}^{química} = & (x_{CO_2} \cdot \bar{\varphi}_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \bar{\varphi}_{H_2O}^{ch} + x_{N_2} \cdot \bar{\varphi}_{N_2}^{ch} + x_{O_2} \cdot \bar{\varphi}_{O_2}^{ch}) \\ & + \bar{R}T_0(x_{CO_2} \ln x_{CO_2} + x_{H_2O} \ln x_{H_2O} + x_{N_2} \ln x_{N_2} + x_{O_2} \ln x_{O_2}) \end{aligned} \quad (53)$$

4.4.4 Turbina

$$\dot{E}_5^{física} = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (54)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{gases}^{química} = & (x_{CO_2} \cdot \bar{\varphi}_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \bar{\varphi}_{H_2O}^{ch} + x_{N_2} \cdot \bar{\varphi}_{N_2}^{ch} + x_{O_2} \cdot \bar{\varphi}_{O_2}^{ch}) \\ & + \bar{R}T_0(x_{CO_2} \ln x_{CO_2} + x_{H_2O} \ln x_{H_2O} + x_{N_2} \ln x_{N_2} + x_{O_2} \ln x_{O_2}) \end{aligned} \quad (55)$$

4.4.5 Recuperador de Calor

$$\dot{E}_7^{física} = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (56)$$

$$\dot{E}_{24}^{física} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0) \quad (57)$$

$$\dot{E}_{25}^{física} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0) \quad (58)$$

$$\begin{aligned} \phi_{gases}^{química} = & (x_{CO_2} \cdot \bar{\phi}_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \bar{\phi}_{H_2O}^{ch} + x_{N_2} \cdot \bar{\phi}_{N_2}^{ch} + x_{O_2} \cdot \bar{\phi}_{O_2}^{ch}) \\ & + \bar{R}T_0(x_{CO_2} \ln x_{CO_2} + x_{H_2O} \ln x_{H_2O} + x_{N_2} \ln x_{N_2} + x_{O_2} \ln x_{O_2}) \end{aligned} \quad (59)$$

4.4.6 Evaporador

$$\dot{E}_8^{física} = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (60)$$

$$\dot{E}_9^{física} = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (61)$$

$$\dot{E}_{10}^{física} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (62)$$

$$\dot{E}_{14}^{física} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (63)$$

$$\dot{E}_{15}^{física} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \quad (64)$$

$$\begin{aligned} \phi_{gases}^{química} = & (x_{CO_2} \cdot \bar{\phi}_{CO_2}^{ch} + x_{H_2O} \cdot \bar{\phi}_{H_2O}^{ch} + x_{N_2} \cdot \bar{\phi}_{N_2}^{ch} + x_{O_2} \cdot \bar{\phi}_{O_2}^{ch}) \\ & + \bar{R}T_0(x_{CO_2} \ln x_{CO_2} + x_{H_2O} \ln x_{H_2O} + x_{N_2} \ln x_{N_2} + x_{O_2} \ln x_{O_2}) \end{aligned} \quad (65)$$

4.4.7 Turbina ORC

$$\dot{E}_{16}^{física} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \quad (66)$$

$$\dot{E}_{17}^{física} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (67)$$

4.4.8 Regenerador

$$\dot{E}_{13}^{física} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (68)$$

$$\dot{E}_{18}^{física} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (69)$$

4.4.9 Condensador

$$\dot{E}_{19}^{física} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \quad (70)$$

$$\dot{E}_{21}^{física} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \quad (71)$$

$$\dot{E}_{22}^{física} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \quad (72)$$

$$\dot{E}_{23}^{física} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) \quad (73)$$

4.4.10 Bomba

$$\dot{E}_{11}^{física} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (74)$$

$$\dot{E}_{12}^{física} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (75)$$

4.5 BALANÇO EXERGEOCONÔMICO

Para a análise exergoeconômica foi utilizada a metodologia SPECO por ser um método fácil e direto para sistemas de conversão de energia. Abaixo estão apresentadas as equações do balanço exergoeconômico do sistema de microcogeração por componente da planta objeto de estudo separada em produto e combustível, juntamente com as equações auxiliares do sistema e as equações de custo dos equipamentos desenvolvidas por Bejan et. al. (1996).

4.5.1 Compressor

$$\dot{C}_P = \dot{C}_2 - \dot{C}_1 \quad (76)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_{w_{comp}} \quad (77)$$

$$PEC_{AC} = 71,1 \cdot m_1 \left(\frac{1}{0,92 - \eta_c} \right) \cdot r_c \cdot \ln r_c \quad (78)$$

4.5.2 Pré-aquecedor de ar

$$\dot{C}_P = \dot{C}_3 - \dot{C}_2 \quad (79)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_5 - \dot{C}_6 \quad (80)$$

$$c_5 = c_6 \quad (81)$$

$$PEC_{APH} = 4122 \left(\frac{m_5 \cdot (h_5 - h_6)}{18 \cdot \Delta T_{ml}} \right)^{0,6} \quad (82)$$

4.5.3 Câmara de combustão

$$\dot{C}_P = \dot{C}_4 - \dot{C}_3 \quad (83)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_0 \quad (84)$$

$$PEC_{CC} = 46,08 \cdot m_3 \left(\frac{1}{0,995 - P_4/P_3} \right) (1 + e^{0,018 \cdot T_4 - 26,4}) \quad (85)$$

4.5.4 Turbina

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{w_{turb}} \quad (86)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_4 - \dot{C}_5 \quad (87)$$

$$PEC_T = 479,34 \left(\frac{m_4}{0,93 - \eta_t} \right) \ln \left(\frac{P_4}{P_5} \right) (1 + e^{0,036 \cdot T_4 - 54,4}) \quad (88)$$

4.5.5 Recuperador de calor

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{25} - \dot{C}_{24} \quad (89)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_6 - \dot{C}_7 \quad (90)$$

$$c_6 = c_7 \quad (91)$$

$$PEC_{RC} = 6570 \left[\left(\frac{\dot{Q}_{RC}}{\Delta T_{ml}} \right)^{0,8} \right] + 21276 \cdot \dot{m}_{24} + 1184 \cdot \dot{m}_6 \quad (92)$$

4.5.6 Evaporador

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{10} - \dot{C}_{13} \quad (93)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_7 - \dot{C}_{10} \quad (94)$$

$$c_7 = c_{10} \quad (95)$$

$$PEC_{EVAP} = 309,143(A_{evap}) + 231,915 \quad (96)$$

4.5.7 Turbina ORC

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{w_{turb,ORC}} \quad (97)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_{16} - \dot{C}_{17} \quad (98)$$

$$PEC_{T,ORC} = 6000 \left(\dot{W}_{exp}^{0,7} \right) \quad (99)$$

4.5.8 Regenerador

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{17} - \dot{C}_{18} \quad (100)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_{13} - \dot{C}_{12} \quad (101)$$

$$c_{17} = c_{18} \quad (102)$$

$$PEC_{REG} = 1,3(190 + 310.A_{reg}) \quad (103)$$

4.5.9 Condensador

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{18} - \dot{C}_{11} \quad (104)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_{23} - \dot{C}_{21} \quad (105)$$

$$c_{18} = c_{11} \quad (106)$$

$$PEC_{T,ORC} = 1773(\dot{m}_{18}) \quad (107)$$

4.5.10 Bomba

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{11} - \dot{C}_{12} \quad (108)$$

$$\dot{C}_F = \dot{C}_{w_{bomba}} \quad (109)$$

$$PEC_{T,ORC} = 3540 \left(\dot{W}_{bomba}^{0,71} \right) \quad (110)$$

5 RESULTADOS E DISCURSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos neste trabalho através do modelo matemático do sistema em estudo, também serão apresentados alguns estudos paramétricos para entender o comportamento do sistema com a variação de algum parâmetro.

5.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

O modelo da microturbina foi validado baseado no trabalho de Costa (2012) que utilizou dados experimentais da microturbina do COGENCASA para comparar com seu modelo e obteve uma boa aproximação, já para a validação do modelo do ciclo Rankine orgânico, utilizou-se os dados de Khaljani et al. (2015), que fez todo seu trabalho numérico e validou seu trabalho com outros artigos obtendo o valor de 4% como erro relativo máximo. O modelo desenvolvido nesse trabalho foi alimentado com os dados de entrada dos trabalhos citados e a Tabela 9 e a Tabela 10 apresentam as comparações entre os modelos.

Tabela 9: Validação do modelo da microturbina

Ponto	Costa (2012)	Este trabalho	Erro Percentual	Costa (2012)	Este trabalho	Erro Percentual
	P [kPa]	P [kPa]		T [°C]	T [°C]	
1	101,3	101,3	0,0%	25,0	25,0	0,0%
2	350,0	364,7	4,2%	185,6	193,9	4,5%
3	346,5	346,4	0,0%	402,3	412,9	2,6%
4	343,0	329,1	4,1%	680,2	702,2	3,2%
5	114,3	115,0	0,6%	474,6	494,3	4,2%
6	114,7	111,6	2,7%	280,1	269,9	3,6%

Fonte: O Autor

Tabela 10: Validação do modelo do ciclo Rankine orgânico (R123)

Ponto	Saray (2015)	Este trabalho	Erro Percentual	Saray (2015)	Este trabalho	Erro Percentual
	P [kPa]	P [kPa]		T [°C]	T [°C]	
11	109,7	109,7	0,00%	30,00	30,00	0,00%
12	1666,0	1666,0	0,00%	30,74	30,82	0,26%
13	1666,0	1666,0	0,00%	49,17	49,26	0,18%
14	1666,0	1666,0	0,00%	137,00	137,00	0,00%
15	1666,0	1666,0	0,00%	137,00	137,00	0,00%
16	1666,0	1666,0	0,00%	137,00	137,00	0,00%
17	109,7	109,7	0,00%	60,09	60,14	0,08%
18	109,7	109,7	0,00%	33,67	33,37	0,89%
19	109,7	109,7	0,00%	33,67	33,37	0,89%

Fonte: O Autor

De acordo com a comparação entre os resultados do modelo desenvolvido nesse trabalho e modelos de outros trabalhos já validados, o modelo desenvolvido não apresenta variação significativa, podendo ser utilizado para simular o comportamento do sistema.

As simulações foram realizadas considerando dois tipos de fluidos orgânicos do tipo seco como fluido de trabalho do sistema, o R123 e o R245fa e as condições de entrada do modelo estão apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11: Dados de entrada do modelo

Dados de entrada do modelo		
Parâmetro	Valor	Fonte
Temperatura ambiente	25 °C	O Autor
Pressão ambiente	101,3 kPa	O Autor
Vazão de combustível	0,00235 kg/s	CAPSTONE
Relação de pressão do compressor	3,6	CAPSTONE
Pressão de exaustão da turbina da microturbina	115 kPa	O Autor
Temperatura de condensação ORC	30 °C	O Autor
Pressão de entrada no expander ORC	1500 kPa	O Autor
Vazão de fluido orgânico	0,1 kg/s	O Autor
Pinch point do evaporador ORC	10 °C	Saray (2015)
Pinch point do condesador ORC	10 °C	Saray (2015)
Custo do gás natural	1,7148 \$/kg	Copergás
Custo da energia elétrica	0,60 R\$/kW	Celpe
Cotação do dolar (22/01/2018)	3,20 R\$/	Uol (2018)
Taxa de juros	12% ao ano	O Autor

Fonte: O Autor

5.2 ANALISE ENERGÉTICA

Para iniciar o estudo, foi necessário inicialmente definir os estados e as propriedades termodinâmica dos fluidos em cada ponto do sistema em estudo, que foi calculado pelo modelo termodinâmico baseado na primeira e na segunda lei da termodinâmica e implementado no EES, os resultados obtidos do modelo para o cálculo das propriedades termodinâmicas estão apresentados na Tabela 12 para o sistema que utiliza R123 e R245fa como fluido de trabalho no ciclo Rankine orgânico.

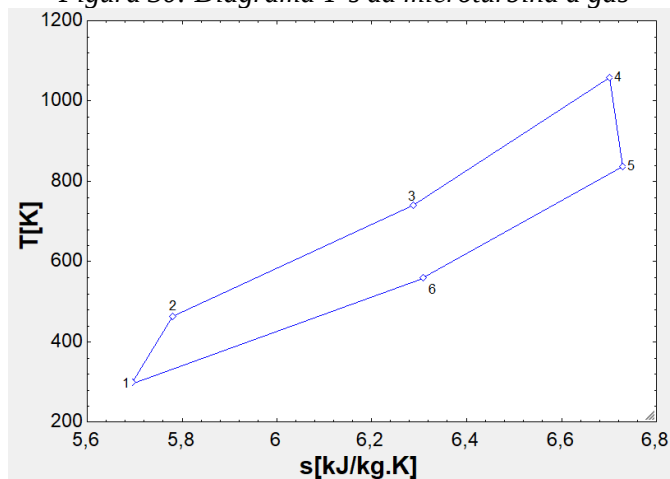
Tabela 12: Resultado dos estados termodinâmicos do sistema

Ponto	$\dot{m}$ [kg/s]	R123					R245fa				
		P [kPa]	T [K]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	P [kPa]	T [K]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	0,2967	101,3	298,2	25,0	298,6	5,695	101,3	298,2	25,0	298,6	5,695
2	0,2967	364,7	467,1	193,9	469,5	5,782	364,7	467,1	193,9	469,5	5,782
3	0,2967	346,4	841,7	568,5	868,2	6,420	346,4	841,7	568,5	868,2	6,420
4	0,2991	329,1	1153,0	880,1	1223,0	6,793	329,1	1153,0	880,1	1223,0	6,793
5	0,2991	115,0	928,1	655,0	964,8	6,846	115,0	928,1	655,0	964,8	6,846
6	0,2991	111,6	543,0	269,9	547,8	6,277	111,6	543,0	269,9	547,8	6,277
7	0,2991	111,6	451,2	178,0	453,3	6,086	111,6	432,6	159,4	434,4	6,043
8	0,2991	111,6	451,2	178,0	453,3	6,086	111,6	432,6	159,4	434,4	6,043
9	0,2991	111,6	414,5	141,4	416,0	6,000	111,6	390,9	117,7	392,0	5,941
10	0,2991	111,6	383,3	110,1	384,4	5,921	111,6	360,2	87,0	361,0	5,858
11	0,1000	109,7	303,2	30,0	231,4	1,109	177,2	303,2	30,0	239,1	1,135
12	0,1000	1500,0	303,8	30,7	232,5	1,112	1500,0	303,8	30,6	240,3	1,139
13	0,1000	1500,0	321,5	48,3	251,1	1,168	1500,0	317,1	43,9	258,2	1,194
14	0,1000	1500,0	404,5	131,4	347,2	1,432	1500,0	380,9	107,7	352,1	1,463
15	0,1000	1500,0	404,5	131,4	458,3	1,707	1500,0	380,9	107,7	478,4	1,794
16	0,1000	1500,0	404,5	131,4	458,3	1,707	1500,0	380,9	107,7	478,4	1,794
17	0,1000	109,7	332,0	58,8	422,1	1,734	177,2	324,3	51,2	446,9	1,819
18	0,1000	109,7	306,6	33,5	403,5	1,676	177,2	305,8	32,7	429,0	1,762
19	0,1000	109,7	303,2	30,0	401,0	1,668	177,2	303,2	30,0	426,5	1,754
20	0,1000	109,7	303,2	30,0	231,4	1,109	177,2	303,2	30,0	239,1	1,135
21	0,5000	101,3	285,0	11,9	285,3	0,179	101,3	284,2	11,0	284,4	0,166
22	0,5000	101,3	293,2	20,0	293,4	0,296	101,3	293,2	20,0	293,4	0,296
23	0,5000	101,3	293,3	20,1	293,5	0,298	101,3	293,3	20,1	293,5	0,298
24	0,7500	101,3	358,2	85,0	356,0	1,134	101,3	358,2	85,0	356,0	1,134
25	0,7500	101,3	367,0	93,9	393,2	1,237	101,3	368,8	95,6	400,6	1,257

Fonte: O Autor

Com as propriedades dos pontos do sistema definidas, foi possível esboçar os gráficos dos ciclos envolvidos no sistema, o ciclo da turbina a gás e o ciclo Rankine orgânico operando com R123 e R245fa. O gráfico T-s obtido para representar o comportamento da microturbina a gás calculado no modelo, está apresentado na Figura 30.

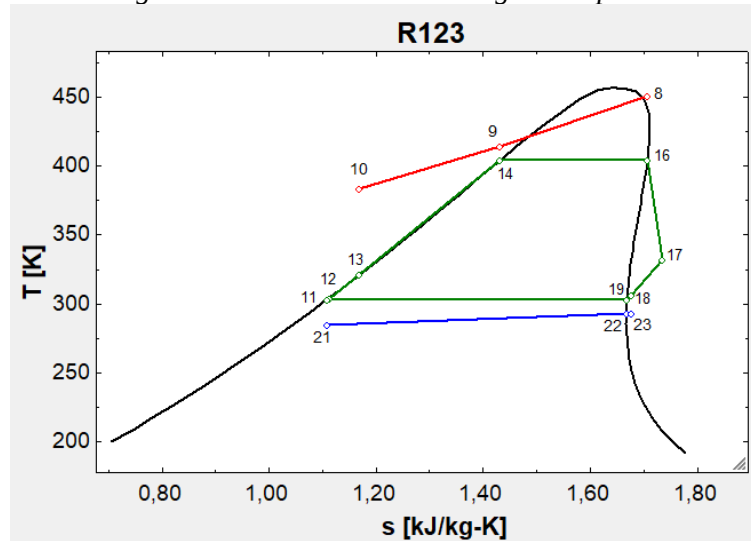
Figura 30: Diagrama T-s da microturbina a gás



Fonte: O Autor

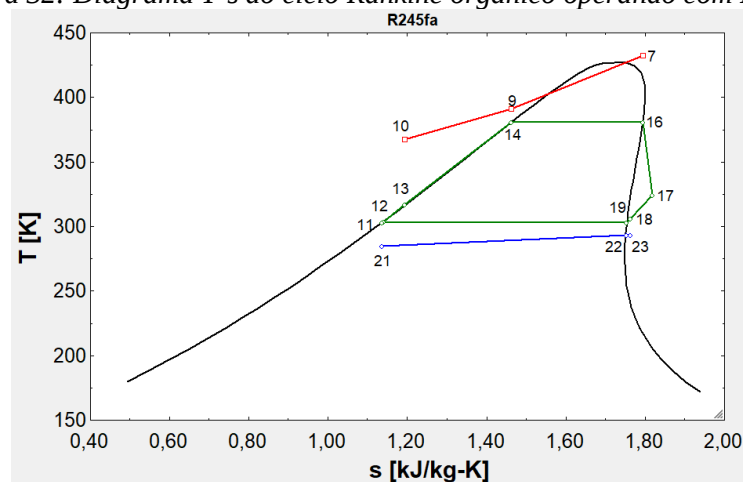
As curvas T-s obtidas para o ciclo Rankine orgânico com os dois tipos diferentes de fluidos orgânicos estão apresentadas na Figura 31 e na Figura 32.

Figura 31: Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico operando com R123



Fonte: O Autor

Figura 32: Diagrama T-s do ciclo Rankine orgânico operando com R245fa



O Autor

A curva vermelha representa os gases de combustão que trocam calor com o fluido orgânico no evaporador antes de ser descartado no ambiente, onde o fluido entre no estado 7 no trocador de calor e sai no estado 10, a curva azul representa a água de refrigeração do condensador, onde o fluido entre no estado 21 e deixa o condensador no estado 23, já a curva verde representa o comportamento do fluido orgânico no sistema em estudo, que no caso é o R123 e o R245fa, e simula bem o ciclo Rankine orgânico, onde é possível perceber a não necessidade de um superaquecimento do fluido orgânico, visto que na saída do processo de

expansão (ponto 16 ao ponto 17) o fluido encontra-se no estado de vapor superaquecido, não correndo o risco de condensação dentro do equipamento que realiza a expansão.

Do ponto de vista energético, o sistema utilizando o R123 apresentou uma maior potência gerada, trabalhando nas mesmas condições que o R245fa. A Tabela 13 apresenta os resultados de potência do sistema.

Tabela 13: Parâmetros de análise energética

Parâmetro	Valor
Potência Microturbina [kW]	26,55
Potência Turbina [kW]	77,28
Potência Compressor [kW]	50,73
Potência Expansor ORC (R123) [kW]	3,62
Potência Expansor ORC (R245fa) [kW]	3,15
Potência Líquida ORC (R123) [kW]	3,51
Potência Líquida ORC (R245fa) [kW]	3,03

Fonte: O Autor

A eficiência energética apresentou um melhor resultado trabalhando com R123 do que com o R245fa, isso por que para o nível de temperatura da fonte térmica a quantidade de calor rejeitado é menor do que quando o sistema opera com R123. A Tabela 14 apresenta os resultados das eficiências energéticas para o sistema.

Tabela 14: Eficiências energéticas do sistema

Equipamento	Eficiência Energética
Microturbina	24,78%
Ciclo Rankine Orgânico (R123)	16,93%
Ciclo Rankine Orgânico (R245fa)	13,76%
Planta (R123)	28,05%
Planta (R245fa)	27,61%

Fonte: O Autor

5.3 ANÁLISE EXERGÉTICA

A partir dos dados obtidos na Tabela 12 na análise energética, foi possível calcular a exergia física e química em cada ponto do ciclo, bem como a exergia total de cada ponto, que se trata apenas da soma das duas parcelas. Os resultados das exergias para os ciclos que operam com R123 e R245fa estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15: Exergias do sistema

Ponto	R123			R245fa		
	$\dot{E}_{fis}$ [kW]	$\dot{E}_{quim}$ [kW]	$\dot{E}$ [kW]	$\dot{E}_{fis}$ [kW]	$\dot{E}_{quim}$ [kW]	$\dot{E}$ [kW]
0	0,00	114,60	114,60	0,00	114,60	114,60
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	43,12	0,00	43,12	43,12	0,00	43,12
3	104,90	0,00	104,90	104,90	0,00	104,90
4	178,60	1,98	180,60	178,60	1,98	180,60
5	96,65	1,98	98,63	96,65	1,98	98,63
6	22,72	1,98	24,70	22,72	1,98	24,70
7	11,43	1,98	13,41	9,58	1,98	11,56
8	11,43	1,98	13,41	9,58	1,98	11,56
9	7,95	1,98	9,93	6,08	1,98	8,06
10	5,55	1,98	7,53	4,17	1,98	6,14
11	0,01	-	0,01	0,68	-	0,68
12	0,01	-	0,01	0,68	-	0,68
13	0,20	-	0,20	0,85	-	0,85
14	1,95	-	1,95	2,21	-	2,21
15	4,87	-	4,87	4,96	-	4,96
16	4,87	-	4,87	4,96	-	4,96
17	0,43	-	0,43	1,08	-	1,08
18	0,29	-	0,29	0,98	-	0,98
19	0,29	-	0,29	0,98	-	0,98
20	0,01	-	0,01	0,68	-	0,68
21	118,30	-	118,30	119,70	-	119,70
22	104,80	-	104,80	104,80	-	104,80
23	104,60	-	104,60	104,60	-	104,60
24	16,75	-	54,21	16,75	-	54,21
25	21,70	-	59,17	22,76	-	60,22

Fonte: O Autor

A eficiência exergética do sistema apresenta um melhor resultado quando se utiliza o R245fa. A Tabela 16, apresenta um resumo das eficiências exergéticas.

Tabela 16: Eficiências exergéticas do sistema

Equipamento	Eficiência Exergética
Microturbina	23,02%
Ciclo Rankine Orgânico (R123)	25,81%
Ciclo Rankine Orgânico (R245fa)	28,24%
Planta (R123)	26,26%
Planta (R245fa)	25,65%

Fonte: O Autor

De acordo com a Tabela 16, é possível perceber que do ponto de vista exergético, a eficiência do ciclo Rankine orgânico é maior para o R245fa que para o R123, porém quando avalia-se o sistema como um todo, o R123 apresenta melhor resultado, isso acontece porque o R123 aproveita mais calor proveniente dos gases de combustão da microturbina para poder atingir o estado de vapor saturado, o que faz com que o aproveitamento energético e exergético seja maior.

Através de uma avaliação exergética de cada componente podemos observar a destruição de exergia na Tabela 17 para os sistemas que trabalham com R123 e R245fa.

Tabela 17: Destruição de exergia por componente

Equipamento	R123	R245fa
	$\dot{E}_D$ [kW]	$\dot{E}_D$ [kW]
Compressor	7,62	7,62
Pré-aquecedor de ar	12,16	12,16
Câmara de combustão	39,62	39,62
Turbina	4,71	4,71
Recuperador de calor	6,33	7,13
Evaporador ORC	1,20	1,30
Turbina ORC	0,82	0,73
Regenerador ORC	0,05	0,07
Condensador ORC	13,90	15,35
Bomba ORC	0,11	0,12

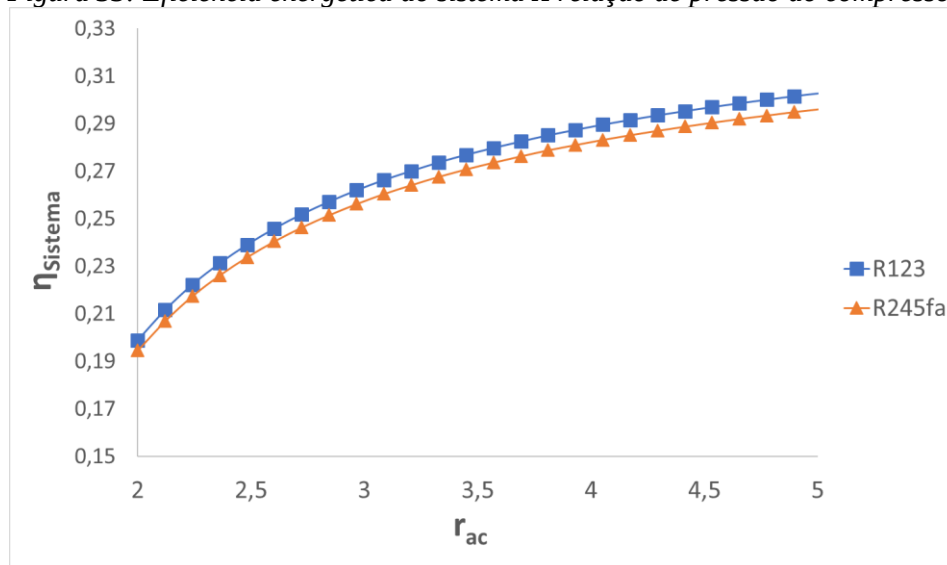
Fonte: O Autor

Através das tabelas é possível perceber que o equipamento em que ocorre a maior destruição de exergia é a câmara de combustão por conta da grande irreversibilidade do processo de combustão e representa 45,8% de toda exergia destruída no sistema operando com R123 como fluido de trabalho orgânico e 44,6% quando o sistema opera com R245fa.

5.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA

Foi feito um estudo paramétrico para avaliar a variação de alguns parâmetros como relação de pressão do compressor e a pressão de entrada no expensor do ciclo Rankine orgânico para os dois fluidos estudados neste trabalho. A Figura 33 e a mostra a variação da eficiência energética do sistema com relação a variação de pressão do compressor da microturbina quando o ciclo Rankine orgânico opera com R123 e com R245fa.

Figura 33: Eficiência energética do sistema X relação de pressão do compressor

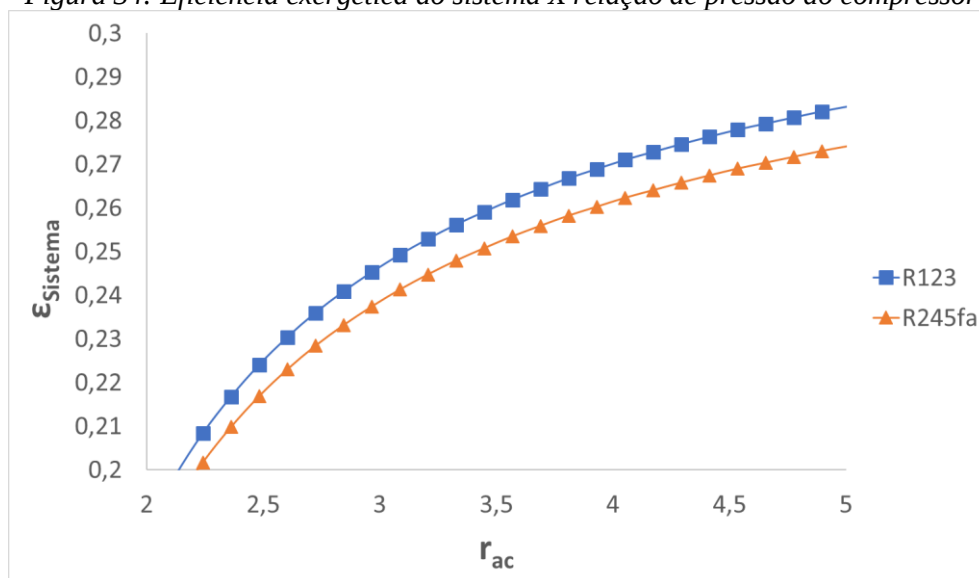


Fonte: O Autor

Através dos gráficos podemos perceber que a eficiência do sistema aumenta conforme a relação de pressão do compressor aumenta, pois ao considerar a potência líquida da microturbina constante, a potência gerada pela turbina aumenta, assim como a potência consumida pela compressor, porém a quantidade de calor fornecida pela câmara de combustão permanece constante o que leva a um aumento da eficiência do sistema.

Ainda com relação a relação de pressão do compressor, também foi avaliada a eficiência exergética do sistema, a Figura 34 apresenta os gráficos para ambos os fluidos estudados neste trabalho.

Figura 34: Eficiência exergética do sistema X relação de pressão do compressor

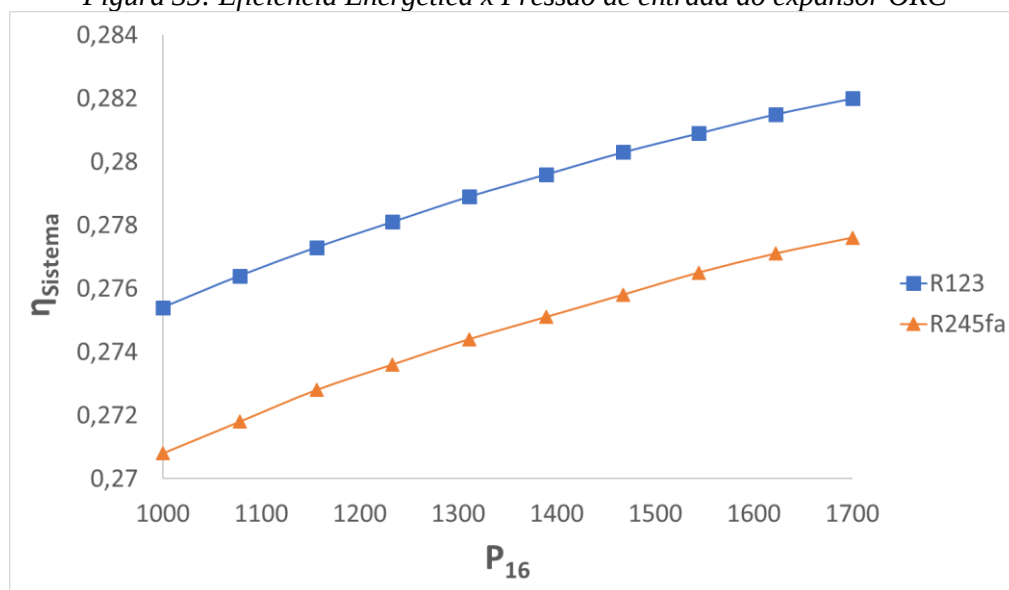


Fonte: O Autor

Através dos gráficos percebe-se que ao aumentar a relação de pressão do compressor da microturbina, eleva-se a eficiência exergética do sistema tanto para o sistema operando com R123 quanto para o sistema operando com o fluido R245fa, porém a partir de um certo ponto, é necessária uma grande variação na relação de pressão para obter pequenos ganhos na eficiência, o que pode não ter um custo benefício satisfatório.

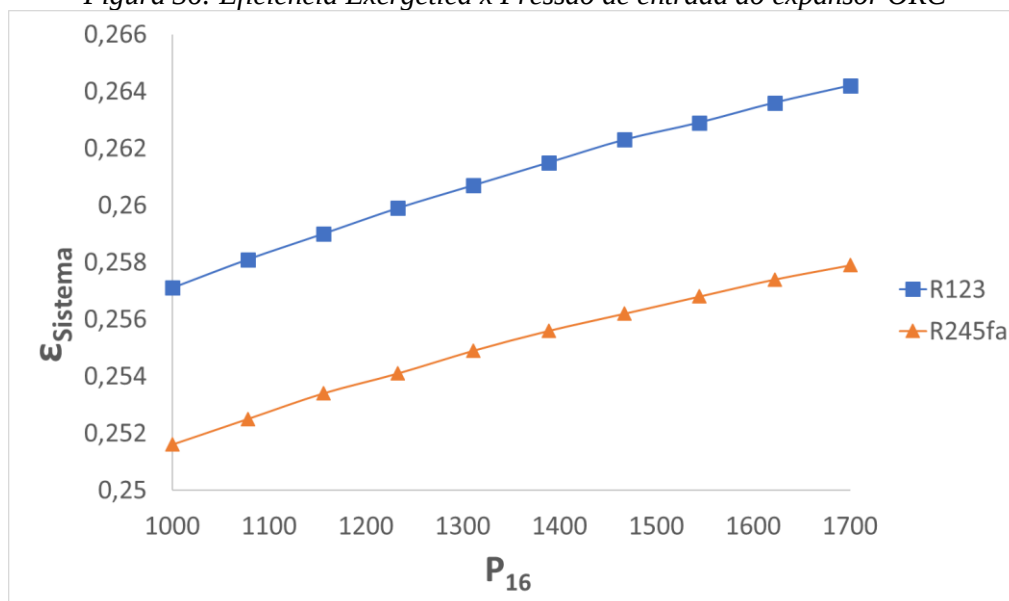
Ainda foi avaliado como parâmetro a pressão de entrada da turbina do ciclo Rankine orgânico, a Figura 35 e a Figura 36 apresentam a variação de eficiência energética e exergética, respectivamente, para o sistema com R123 e R245fa.

Figura 35: Eficiência Energética x Pressão de entrada do expensor ORC



Fonte: O Autor

Figura 36: Eficiência Exergética x Pressão de entrada do expensor ORC

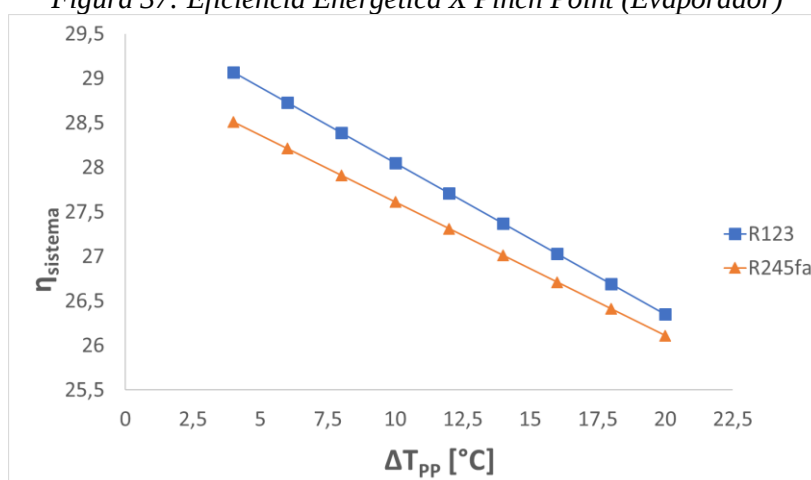


Fonte: O Autor

De acordo com a Figura 35 e a Figura 36 é possível perceber que energeticamente e exergeticamente é positivo o aumento da pressão na entrada do expensor do ciclo Rankine orgânico, pois quanto maior a pressão, maior a quantidade de trabalho gerado pelo sistema, onde o inconveniente é o aumento do trabalho da bomba de fluido orgânico, porém o ganho com trabalho supera esse trabalho consumido pela bomba.

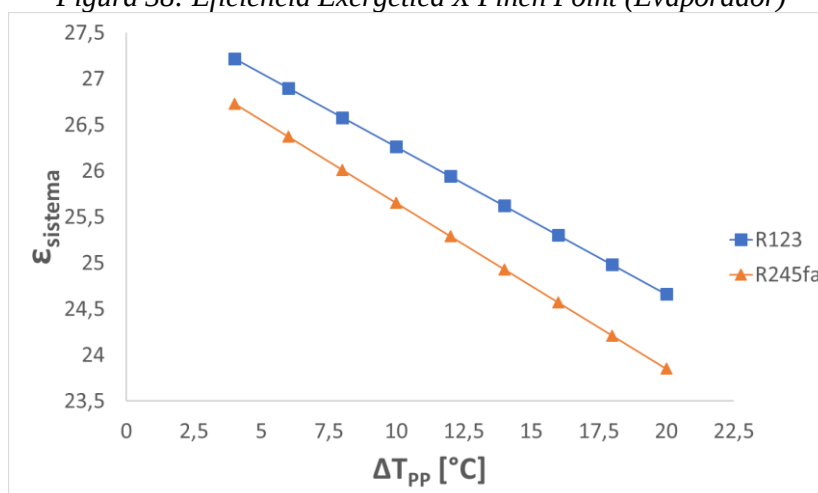
Também foi analisado o comportamento das eficiências energéticas e exeréticas do sistema com a variação da diferença de temperatura do pinch point no evaporador, a Figura 37 e Figura 38, apresentam os resultados da análise.

Figura 37: Eficiência Energética X Pinch Point (Evaporador)



Fonte: O Autor

Figura 38: Eficiência Exerética X Pinch Point (Evaporador)



Fonte: O Autor.

Através dos gráficos percebe-se que a medida que a diferença de temperatura do pinch point no evaporador aumenta, tanto a eficiência energética, quanto a exerética diminuem, isso ocorre porque como o trocador de calor troca menos calor, o fluxo de massa é menor e

consequentemente a potência extraída do ciclo Rankine orgânico cai e com isso as eficiências energéticas e exergéticas caem.

5.5 ANÁLISE EXERGOCONÔMICA

A análise exergoeconômica é uma ferramenta muito importante para avaliar sistemas térmicos, pois combina análise exergética com econômica. Através do balanço exergoeconômico calculado no modelo é possível determinar as taxas de custo e o custo por unidade de exergia de cada fluxo de exergia do sistema, a Tabela 18 apresenta esses resultados para os dois fluidos estudados neste trabalho, o R123 e o R245fa.

Tabela 18: Taxa de custo e custo por unidade de exergia do sistema

Ponto	R123		R245fa	
	c [\$/GJ]	$\dot{C}$ [\$/h]	c [\$/GJ]	$\dot{C}$ [\$/h]
0	11,6842	1831,6800	11,6842	1831,680
1	0,0000	0,0000	0,0000	0,000
2	33,7105	2022,8400	33,7105	2022,840
3	32,8421	4744,8000	32,8421	4744,800
4	26,6579	6584,4000	26,6579	6584,400
5	26,6579	3596,0400	26,6579	3596,040
6	26,6579	900,3600	26,6579	900,360
7	26,6579	488,8800	26,6579	421,560
8	26,6579	488,8800	26,6579	421,560
9	26,6579	362,1600	26,6579	293,832
10	26,6579	274,5720	26,6579	223,992
11	35,2632	0,3190	36,9211	34,117
12	35,2632	0,4367	36,9211	34,236
13	52,2632	13,9824	39,9211	46,224
14	35,2632	93,9600	36,9211	111,780
15	35,2632	235,0080	36,9211	250,488
16	35,2632	235,0080	36,9211	250,488
17	35,2632	20,6100	36,9211	54,504
18	35,2632	14,2056	36,9211	49,680
19	35,2632	13,8816	36,9211	49,428
20	35,2632	0,3190	36,9211	34,117
21	0,0000	0,0000	0,0000	0,000
22	0,0000	0,0000	0,0000	0,000
23	0,1325	18,9612	0,1443	20,653
24	0,0000	0,0000	0,0000	0,000
25	11,5289	933,1200	12,3158	1014,480

Fonte: O Autor

Através da tabela é possível perceber que a maior taxa de custo de sistema é na entrada de combustível na câmara de combustão. O custo específico por unidade de exergia da energia elétrica produzida pela microturbina foi de 26,66 \$/GJ e o custo específico por unidade de exergia da energia elétrica produzida pelo ciclo Rankine orgânico operando com R123 foi de 35,26 \$/GJ e 36,92 \$/GJ operando com R245fa. A taxa de custo da eletricidade líquida do sistema operando com R123 foi de 1179,80 \$/h e de 1161,39 \$/h para o sistema operando com R245fa que são maiores que a taxa de custo do sistema operando apenas com a microturbina, que apresenta um valor de 965,52 \$/h, o que representa um aumento de 22,19% para o sistema com R123 e 20,29% para o sistema com R245fa porém o ganho de eficiência exergética é de 14,08% para o sistema operando com R123 e 11,43 para o sistema operando com R245fa. Em comparação com os resultados de Khaljani et al. (2015) o custo da eletricidade do sistema é 2172 \$/h que é superior ao resultado obtido neste trabalho.

Também foi calculado o fator exergoeconômico (f) e a diferença relativa de custo (r), e os resultados estão dispostos na Tabela 19.

Tabela 19: Fator exergoeconômico e diferença relativa de custo

Equipamento	R123		R245fa	
	f_k [%]	r_k [%]	f_k [%]	r_k [%]
Compressor	6,21%	16,77%	6,21%	16,77%
Pré-aquecedor de ar	4,59%	20,91%	4,59%	20,91%
Câmara de combustão	0,36%	40,13%	0,36%	40,13%
Turbina	26,41%	8,28%	26,41%	8,28%
Recuperador de calor	69,33%	56,74%	67,34%	53,79%
Evaporador ORC	7,23%	49,01%	8,63%	33,26%
Turbina ORC	21,42%	28,94%	22,64%	30,09%
Regenerador ORC	65,00%	32,53%	64,69%	7,57%
Condensador ORC	0,75%	99,62%	0,66%	99,61%
Bomba ORC	51,29%	39,59%	51,24%	50,45%

Fonte: O Autor

Através dos resultados da tabela acima, pode-se perceber que a câmara de combustão e o condensador ORC apresentam os menores valores de fator exergoeconômico, o que significa que esses equipamentos têm um alto custo associado a destruição de exergia, ou seja, a alternativa para reduzir os custos do sistema é melhorar a performance desses componentes do sistema, porém a câmara de combustão não deve ser alterada devido alta irreversibilidade devido ao processo de combustão e por conta de limite tecnológico de materiais e o condensador

tem a função de dissipar energia, ou seja, o equipamento que se deve trabalhar para melhorar a performance é o pré-aquecedor de ar. Já os equipamentos com maior valor de fator exergoeconômico, que é o caso do recuperador de calor e do regenerador, mostram que os custo de investimento desses equipamentos são altos e necessitam ser reduzidos.

Através dos resultados de diferença relativas de custo podemos perceber que o condensador apresenta maior valor, o que significa que esse equipamento tem maior potencial de otimização de custo com menor esforço do que os outros componentes, porém como explicado no parágrafo anterior, a função do condensador é dissipar energia, então o equipamento para se trabalhar na otimização torna-se o recuperador de calor.

5.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O modelo desenvolvido neste trabalho foi capaz de simular a operação da planta objeto de estudo fornecendo resultados próximos em relação a literatura. Abaixo segue os principais resultados obtidos no estudo.

- A planta adicionada do ciclo Rankine orgânico obtém uma melhora na eficiência energética e exergética quando comparada com a planta apenas com a microturbina.
- A câmara de combustão é o equipamento que possui a maior destruição de exergia e representa 45,8% do total de destruição de exergia do sistema operando com o fluido R123.
- Em comparação entre os dois fluidos estudados, o R123 e o R245fa, o R123 se mostrou superior ao R245fa com relação as eficiências energética e exergética.
- Com relação a taxa de custo da eletricidade produzida o fluido R245fa apresentou um valor inferior ao R123 e ambos os fluidos estudados apresentaram um valor inferior ao valor obtido por Khaljani et al. (2015).
- Do ponto de vista exergoeconômico os equipamentos necessários de melhoria e otimização são o pré-aquecedor de ar e o recuperador de calor.
- O recuperador de calor, junto com o regenerador são os equipamentos necessitam reduzir os custos de investimento.

6 CONCLUSÕES

De acordo com a literatura, o modelo desenvolvido apresenta um comportamento esperado tanto para a microturbina a gás, quanto para o ciclo Rankine orgânico, onde é possível perceber através da semelhança entre as curvas dos ciclos estudados.

A adição do ciclo Rankine orgânico ao sistema de cogeração levou a eficiência energética de 26,56% para 29,83% para o sistema operando com R123 e para 29,39% para o sistema operando com R245fa como fluido de trabalho. A potência líquida do sistema partiu de 28,46 kW para o valor de 31,97 kW para o sistema operando com R123 e 31,49 kW para o sistema operando com R245fa. Do ponto de vista exergético, a eficiência saltou de 24,67% para 32,20% e 32,71% para o sistema operando com R123 e R245fa respectivamente.

A eficiência global de sistema se mostrou bastante sensível com relação a razão de pressão do compressor de ar da microturbina, onde um pequeno aumento de razão de pressão leva a uma grande variação de eficiência até um certo ponto, a medida que a derivada da curva se aproxima de 0.

O aumento da temperatura de entrada do fluido orgânico no expensor do ciclo Rankine orgânico apresenta um aumento da eficiência exergética e uma redução na eficiência energética, isso ocorre porque do ponto de vista exergético o trabalho é parâmetro mais importante e do ponto de vista energético, quanto maior a temperatura de entrada do expensor, maior vai ser o desperdício de energia no condensador.

A taxa de custo do sistema aumentou com a inclusão do ciclo Rankine orgânico, porém a eficiência exergética aumento em uma taxa maior, o que mostra que a inserção desse sistema se torne atraente.

A câmara de combustão é o componente onde ocorre a maior taxa de destruição de exergia, a maior taxa de custo e o menor fator exergoeconômico do sistema, mostrando-se um equipamento importante do ponto de vista exergoeconômico. O recuperador de calor, que é o equipamento com maior diferença relativa de custo depois do condensador, apresenta maior potência de otimização com menor custo para reduzir a taxa de custo do sistema.

Do ponto de vista da performance dos fluidos orgânicos, os dois obtiveram resultados muito parecidos, onde o sistema operando com R123 apresentou uma maior eficiência energética e exergética que o sistema com R245.

O modelo desenvolvido neste trabalho pode servir como ferramenta para análise de forma rápida e fácil e auxiliar em estudos futuros neste tema.

6.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Abaixo seguem algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Realizar uma otimização do ciclo buscando um menor custo.
- Realizar o dimensionamento dos trocadores de calor utilizados na planta objeto de estudo deste trabalho.
- Realizar o mesmo estudo com uma microturbina operando em cargas parciais.
- Realizar um estudo experimental do sistema e fazer uma comparação com os resultados obtidos neste trabalho
- Realizar uma análise exergoambiental do sistema de cogeração estudado neste trabalho.
- Realizar a análise exergoeconômica e exergoambiental do sistema estudado fazendo a inclusão de um chiller de absorção para aproveitar o calor da água quente do recuperador de calor.
- Realizar uma comparação entre o método SPECO de análise exergoeconômica com outro método.

REFERÊNCIAS

- AOUN, B. **MICRO-COGENERATION POUR LES BATIMENTS RESIDENTIELS FONCTIONNANT AVEC DES ENERGIES RENOUVELABLES**. Tese de Doutorado, L'ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Paris, 2008
- APRIETO. **COMPRESSOR DE PARAFUSO – É O CAMPEÃO**. Disponível em: <<http://www.aprietojato.com/compressor-de-parafuso-e-o-campeao/>>. Acesso em 14/05/2018.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL – Dados consolidados de 2016**. 2015.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **THERMAL DESIGN AND OPTIMIZATION**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- BOHÓRQUEZ, W. O. I. **ANÁLISE TERMOENERGÉTICA, ECONÔMICA E AMBIENTAL DA REPOTENCIAÇÃO E CONVERSÃO DE UTEs COM CICLO RANKINE PARA CICLO COMBINADO UTILIZANDO TURBINAS A GÁS**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2017.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA**. 8ª ed., São Paulo: Blucher, 2013.
- CAPSTONE. **TECHNICAL REFERENCE**. Disponível em: <http://www.wmrc.edu/projects/bar-energy/manuals/c-30-manuals/410004_Model_C30_Performance.pdf>. Acesso em 14/12/2017.
- CAVALCANTI, E. J. C. **ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA E EXERGoeAMBIENTAL**. São Paulo: Blucher, 2016.
- CAVALCANTI, E. J. C.; SOUZA, G. F.; LIMA, M. S. R. **EVALUATION OF COGENERATION PLANT WITH STEAM AND ELECTRICITY PRODUCTION BASED ON THERMOECONOMIC AND EXERGoeENVIRONMENTAL ANALYSES**. International Journal of Exergy Research, 2018, 25: 203-223

CAVALCANTI, E. J. C. **EXERGoeCONOMIC AND EXERGoeENVIRONMENTAL ANALYSES OF NA INTEGRATED SOLAR COMBINED CYCLE SYSTEM**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 67: 507-519

CAVALCANTI, E. J. C.; MOTTA, H. P. **EXERGoeCONOMIC ANALYSIS OF A SOLAR-POWERED/FUEL ASSISTED RANKINE CYCLE FOR POWER GENERATION**. Energy, 2015., 88: 555-562.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **TERMODINÂMICA**. 7ª ed, São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

COGEN PORTUGAL. **CICLOS ORGÂNICOS DE RANKINE**. 2018. Disponível em: <<http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/Brochura%20COR.PDF>>. Acesso em: 22/11/2017.

COPERGÁS. **PRODUTOS**. Disponível em <<https://www.copergas.com.br/produtos/>>. Acesso em 17/11/2017.

CORREIA, R. C. **ESTUDO E DESENVOLVIMENTO DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS PARA MICRO-COGERAÇÃO: contribuição para o desenvolvimento da microcogeração com uso do gás natural no brasil**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009

COSTA, J. A. P. **CONTROLE E OTIMIZAÇÃO DE PLANTA DE MICRO-COGERAÇÃO A GÁS NATURAL PARA PRODUÇÃO DE GESSO**. Tese de doutorado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2012

DANSIE, M. **THE ELECTRICITY GENERATING SCROLL TURBINE**. Electricity, Energy Harvesting, Solar Power, 2014. Disponível em <<http://revolution-green.com/electricity-generating-scroll-turbine/>>. Acesso em 26/01/2018.

DESAI, N. B.; PATEL, B.; KACHHWAHA, S. S.; JAIN, V. **THERMO-ECONOMIC ANALYSIS OF A NOVEL ORGANIC RANKINE CYCLE INTREGATED CASCADED VAPOR COMPRESSION-ABSORPTION SYSTEM**. Journal of Cleaner Production, 2017, 154: 26-40.

FIGUEIRAS, R. J. G. **ESTUDO DA APLICAÇÃO DO CICLO KALINA A SISTEMAS DE MICRO CO-GERAÇÃO UTILIZANDO FONTES TÉRMICAS DE BAIXA TEMPERATURA**. Dissertação de mestrado, Universidade de Coimbra, Coimbra, 2011.

GHAEBI, H.; KHEIRI, R.; EBADOLLAHI, M.; ROSTAMZADEH, H. **THERMODYNAMIC MODELING AND PERFORMANCE ANALYSIS OF FOUR NEW INTEGRATED ORGANIC RANKINE CYCLES (A COMPARATIVE STUDY).**

Applied Thermal Engineering, 2017, 122: 103-117.

HIDROCARBONS TECHNOLOGY. **PNEUMOFORÉ.** Disponível em <http://www.hydrocarbons-technology.com/contractors/compressors/pneumofore/attachment/pneumofore1/>>. Acesso em 19/12/2017.

HUNG, T. C.; SHAI, T. Y.; WANG, S. K. **A REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLES (ORCS) FOR THE RECOVERY OF LOW-GRADE WASTE HEAT.** Energy, 1997, 22: 661-667.

IBRAHIM, M. B.; KOVACH, R. M. **A KALINA CYCLE FOR POWER GENERATION.** Energy, 1993, 9: 961-969.

JAFARMADAR, S.; ANVARI, S.; KHALILARYA, S. **PROPOSAL OF A COMBINED HEAT AND POWER PLANT HYBRIDIZED WITH REGENERATION ORGANIC RANKINE CYCLE: ENERGY-EXERGY EVALUATION.** Energy Conversion and Management, 2016, 122: 357-365.

JUNG, H.; TAYLOR, L.; KRUMDIECK, S. **AN EXPERIMENTAL AND MODELLING STUDY OF A 1 KW ORGANIC RANKINE CYCLE UNIT WITH MIXTURE WORKING FLUID.** Energy, 2015, 81: 601-614.

KHALJANI, M.; SARAY, K.; BAHLOULI, K. **COMPREHENSIVE ANALYSIS OF ENERGY, EXERGY AND EXERGO-ECONOMIC OF COGENERATION OF HEAT AND POWER IN A COMBINED GAS TURBINE AND ORGANIC RANKINE CYCLE.** Energy Conversion and Management, 2015, 97: 154-165.

LARJOLA, J. **ELECTRICITY FROM INDUSTRIAL WASTE HEAT USING HIGH-SPEED ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC).** Production Economics, 1994, 41: 227-235.

LECOMPTE, S.; HUISSEUNE, H.; BROEK, D.; VANSLAMBROUCK, B.; PAEPE, M. **REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) ARCHITECTURES FOR WASTE HEAT RECOVERY.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 47: 448-461.

LIU, B; CHIEN, K.; WANG, C. EFFECT OF WORKING FLUIDS ON ORGANIC RANKINE CYCLE FOR WASTE HEAT RECOVERY. Energy, 2004, 29: 1207-1217.

MALINOWSKI, L.; LEWANDOWSKA, M. ANALYTICAL MODEL-BASED ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A GAS MICROTURBINE AT PART-LOAD OPERATION. Applied Thermal Engineering, 2013, 57: 125-132.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS. 5ª ed. John Wiley & Sons Inc., 2006.

OCHOA, A. A. V.; DUTRA, J. C. C.; HENRÍQUEZ, J. R. G.; ROHATGI, J. ENERGETIC AND EXERGETIC STUDY OF A 10RT ABSORPTION CHILLER INTEGRATED INTO A MICROGENERATION SYSTEM. Energy Conversion and Management, 2014, 88: 545-553.

OCHOA, A. A. V.; DUTRA., J. C. C.; GUERRERO, J. R. H. ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF 10 TR LITHIUM BROMIDE/WATER ABSORPTION CHILLER. Revista Técnica de la Facultad de Ingeniería Universidad del Zulia, 2014, 37: 38-47

OCHOA, A. A. V.; DUTRA., J. C. C.; GUERRERO, J. R. H.; SANTOS, C. A. C. TECHNO-ECONOMIC AND EXERGOCOECONOMIC ANALYSIS OF A MICRO COGENERATION SYSTEM FOR A RESIDENTIAL USE. Acta Scientiarum Technology, 2016, 38: 327-338.

PERIS, B.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; MOLÉS, F. BOTTOMING ORGANIC RANKINE CYCLE CONFIGURATIONS TO INCREASE INTERNAL COMBUSTION ENGINES POWER OUTPUT FROM COOLING WATER HEAT RECOVERY. Applied Thermal Engineering, 2013, 61: 364-371.

PINTO, M. A. B. ESTUDO PARAMÉTRICO DO COMPORTAMENTO DE UMA MICROTURBINA A GÁS EM CARGAS PARCIAIS FORA DAS CONDIÇÕES ISO. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.

POURFAYAZ, F.; MOHAMMADI, A.; KASAEIAN, A.; AHMADI, M. H. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A COMBINED GAS TURBINE, ORC CYCLE

AND ABSORPTION REFRIGERATION FOR A CCHP SYSTEM. Applied Thermal Engineering, 2017, 111: 397-406.

QUI, G. **SELECTION OF WORKING FLUIDS FOR MICRO-CHP SYSTEMS WITH ORC.** Renewable Energy, 2012, 48: 565-570.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; TCHANKE, B. F.; LEMORT, V. **THERMO-ECONOMIC OPTIMIZATION OF WASTE HEAT RECOVERY ORGANIC RANKINE CYCLES.** Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 2885-2893.

RUCKER, C. P. R. **ANÁLISE EXERGEOECONÔMICA DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO BASEADA EM MICROTURBINA A GÁS NATURAL E REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PELA TEORIA DO CUSTO EXERGÉTICO.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

SALEH, B; KOGLBAUER, G.; WENDLAND, M.; FISCHER, J. **WORKING FLUIDS FOR LOW-TEMPERATURE ORGANIC RANKINE CYCLES.** Energy, 2007, 32: 1210-1221

SANTOS, L. F. M. **DESENVOLVIMENTO DE FERRAMENTAS DE APOIO AO PRÉ-PROJECTO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO.** Dissertação de mestrado, Universidade de Coimbra, Coimbra, 2012.

THU, K.; SAHA, B. B.; CHUA, K. J.; BUI, T. D. **THERMODYNAMIC ANALYSIS ON THE PART-LOAD PERFORMANCE OF A MICROTURBINE SYSTEM FOR MICRO/MINI-CHP APPLICATIONS.** Applied Energy, 2016, 178: 600-608.

UOL. **ECONOMIA.** Disponível em: <<https://economia.uol.com.br/cotacoes/cambio/dolar-comercial-estados-unidos/>>. Acesso em 22/01/2018.

VAJA, I.; GAMBAROTTA, A. **INTERNAL COMBUSTION ENGINE (ICE) BOTTOMING WITH ORGANIC RANKINE CYCLES (ORCS).** Energy, 2010, 35: 1084-1093.

YAMAMOTO, T.; FURUHATA, T.; ARAI, N.; MORI, K. **DESIGN AND TESTING OF THE ORGANIC RANKINE CYCLE.** Energy, 2001, 26: 239-251.

YARI, M.; MEHR, A. S.; ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S.; ROSEN, M. A. **EXERGEOECONOMIC COMPARISON OF TLC (TRILATERAL RANKINE CYCLE),**

ORC (ORGANIC RANKINE CYCLE) AND KALINA CYCLE USING A LOW GRADE HEAT SOURCE. Energy, 2015, 83: 712-722.

ZHANG, H. G.; WANG, E. H.; FAN, B. Y.; OUYANG, M. G.; ZHAO, Y.; UM, Q.H. **STUDY OF WORKING FLUID SELECTION OF ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) FOR ENGINE WASTE HEAT RECOVERY.** Energy, 2011, 36: 3406-3418.

ZHANG, Z.; GUO, Z.; CHEN, Y.; WU, J.; HUA, J. **POWER GENERATION AND HEATING PERFORMANCES OF INTEGRATED SYSTEM OF AMMONIA–WATER KALINA–RANKINE CYCLE.** Energy Conversion and Management, 2015, 92: 517-522.