

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO  
COMBINADO BRAYTON E RANKINE  
ORGÂNICO**

**TRABALHO DE GRADUAÇÃO**

**Elenice Biassi Parizzi**

**Santa Maria, RS, Brasil**

**2020**

# **ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO**

**Elenice Biassi Parizzi**

Trabalho de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para  
a obtenção do grau de  
**Engenheira Mecânica**

**Orientador: Prof. Dr. Eduardo Xavier Barreto**

**Santa Maria, RS, Brasil**

**2020**

Biassi Parizzi, Elenice

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO  
BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO / por Elenice Biassi Parizzi. –  
2020.

58 f.: il.; 30 cm.

Orientador: Eduardo Xavier Barreto  
Monografia (Graduação) - Universidade Federal de Santa Maria,  
Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, RS, 2020.

1. Exergia. 2. Análise de Energética. 3. Análise de Exergética.  
4. Ciclo Combinado. 5. Geração de Energia. I. Xavier Barreto, Edu-  
ardo. II. Título.

---

© 2020

Todos os direitos autorais reservados a Elenice Biassi Parizzi. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

E-mail: eleniceparizzi@gmail.com

**Universidade Federal de Santa Maria  
Centro de Tecnologia  
Curso de Engenharia Mecânica**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,  
aprova o Trabalho de Graduação

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO  
BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO**

elaborado por  
**Elenice Biassi Parizzi**

como requisito parcial para obtenção do grau de  
**Engenheira Mecânica**

**COMISSÃO EXAMINADORA:**

**Eduardo Xavier Barreto, Dr.**  
(Presidente/Orientador)

**Giuliano Demarco, Dr. (UFSM)**

**Leandro Costa de Oliveira, Dr. (UFSM)**

Santa Maria, 09 de Janeiro de 2020.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela sabedoria, paciência, persistência e força, até mesmo nas situações mais adversas.

Aos meus pais, Almerindo e Cleonice, e aos meus irmãos Tiago e Thais, e ao meu namorado Pablo Kunz de Jesus por todo apoio e por tornar meus dias melhores com tanto amor, cumplicidade e dedicação.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Eduardo Xavier Barreto, por todo ensinamento, auxílio, contribuição, suas contribuições foram fundamentais para o desenvolvimento do trabalho.

Agradeço a todo corpo docente da UFSM, principalmente aos docentes do curso de Engenharia Mecânica, por todo aprendizado.

Aos meus amigos e colegas de faculdade, agradeço pelos momentos de descontração e momentos compartilhados, e pela troca de conhecimento e experiências.

"Cada pessoa é única para nós e nenhuma substitui a outra. cada um que passa em nossa vida passa sozinho, mas não vai sozinho nem nós deixa só. Leva um pouco de nós, deixa um pouco de si. Há os que levam muito, mas não há os que não levam nada. há os que deixam muito, mas não há os que não deixam nada. Esta é a mais bela realidade da vida. a prova tremenda de que cada um é importante e de que ninguém se aproxima de outra pessoa por acaso". Marcel Levi

*“Sonhe grande para ser grande. Sonhar é milagre maior que realizar ”*  
— LAURO TREVISAN

## RESUMO

Trabalho de Graduação  
Curso de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Maria

### **ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON E RANKINE ORGÂNICO**

AUTORA: ELENICE BIASSI PARIZZI

ORIENTADOR: EDUARDO XAVIER BARRETO

Local da Defesa e Data: Santa Maria, 09 de Janeiro de 2020.

O presente trabalho apresenta a configuração de uma usina termelétrica operando a um ciclo de geração de energia Brayton-Rankine. Um estudo exploratório dos fluidos de trabalho para o uso no Ciclo de Rankine Orgânico (*Organic Rankine Cycle-ORC*) foi conduzido para o mais adequado. Com o propósito de mensurar as principais causas das irreversibilidades do ciclo proposto, foi realizada a análise exérgica a nível de processo e dos componentes do ciclo segundo o conceito de exergia fundamentado na 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica. Realizou-se uma variação de temperatura, na turbina a vapor, onde a finalidade dessas alterações é aumentar a eficiência global. As simulações numéricas, foram realizadas no software EES (*Engineerring Equation Solver*), onde foram analisados os fluidos R123, R600, n-pentano, n-heptano, isopentano e n-octano, realizando assim uma análise comparativa de primeira lei (eficiência energética) e segunda lei (eficiência exérgica). Os dados obtidos e as curvas de cada configuração foram plotados considerando a quantidade do evaporador para o ciclo de Rankine Orgânico, onde foi considerado variações de temperaturas entre 370 K e 430 K no evaporador para a plotagem dos gráficos.

**Palavras-chave:** Exergia. Análise de Energética. Análise de Exérgica. Ciclo Combinado. Geração de Energia.

## **ABSTRACT**

Undergraduate Final Work  
Mechanical Engineering Department  
Federal University of Santa Maria

### **GRADUATION WORK**

**AUTHOR: ELENICE BIASI PARIZZI**

**ADVISOR: EDUARDO XAVIER BARRETO**

Defense Place and Date: Santa Maria, January 09<sup>th</sup>, 2020.

The present work presents the configuration of a thermoelectric plant operating at a Brayton-Rankine power generation cycle. An exploratory study of the working fluids for use in the Organic Rankine Cycle (ORC) was conducted for the most appropriate. In order to measure the main causes of irreversibility in the proposed cycle, an exergetic analysis was carried out at the level of the process and the components of the cycle according to the concept of exergy based on 1<sup>st</sup> e 2<sup>nd</sup> law of thermodynamics. There was a temperature variation in the steam turbine, where the purpose of these changes is to increase overall efficiency. The numerical simulations were performed using the software Engineering Equation Solver (EES) , where the R123, R600, n-pentane, n-heptane, isopentane, and n-octane fluids were analyzed, thus carrying out a comparative analysis of the first law (energy efficiency) and second law (energy efficiency). The data obtained and the curves for each configuration were plotted considering the amount of the evaporator for the Organic Rankine cycle, where temperature variations between 370 K and 430 K in the evaporator were considered for plotting the graphs.

**Keywords:** Exergy. Energy Analysis. Exergetic analysis. Combined cycle. Power generation..

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Desenho do Ciclo combinado Brayton–Rankine. Fonte: (UBERTI; IN-DRUSIAK, 2015) .....	19
Figura 2.2 – Faixas de potência e eficiência típicas de algumas máquinas térmicas. Fonte: (DA SILVA, 2010) .....	20
Figura 2.3 – Diagrama temperatura versus entropia para fluidos isentrópico, úmido e seco. Fonte: Adaptado a partir de (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010).....	22
Figura 2.4 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado( $\xi$ ). Fonte: Adaptado a partir de (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010) .....	22
Figura 3.1 – Componentes da exergia de corrente. Fonte: Adaptado de (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1987). .....	30
Figura 4.1 – Ilustração do ciclo proposto Brayton-Rankine no EES. ....	32
Figura 6.1 – Diagrama $T - s$ referente ao (a) Ciclo de ar-padrão Brayton e (b) ciclo de Rankine Orgânico R123. Fonte: Autor, 2019.....	39
Figura 6.2 – Eficiência térmica ao longo do evaporador pa o ciclo ORC. Fonte: Autor, 2019. ....	40
Figura 6.3 – Potência efetiva da turbina a vapor produzida pelo ciclo ideal com variação da temperatura na entrada da turbina par diversos fluidos de trabalho. Fonte: Autor, 2019. ....	40
Figura 6.4 – Potência efetiva da turbina a gás produzida pelo ciclo ideal com variação da temperatura na entrada da turbina par diversos fluidos de trabalho. Fonte: Autor, 2019. ....	41
Figura 6.5 – Coeficiente total da transferência de calor ao longo do evaporador para o ciclo. Fonte: Autor, 2019. ....	43
Figura 6.6 – : Taxa de calor trocado ao longo do evaprador para o ciclo. Fonte: Autor, 2019. ....	43
Figura 6.7 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido R123. Fonte: Autor, 2019. ....	45
Figura 6.8 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido R600. Fonte: Autor, 2019. ....	45
Figura 6.9 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido isopentano. Fonte: Autor, 2019.....	46
Figura 6.10 – - Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-pentano. Fonte: Autor, 2019. ....	46
Figura 6.11 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-heptano. Fonte: Autor, 2019. ....	47
Figura 6.12 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-Octano. Fonte: Autor, 2019. ....	47

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Balanço de energia nos equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico. ....	34
Tabela 4.2 – Destruição de exergia em equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico. ....	34
Tabela 4.3 – Eficiência isentrópica em equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico. ....	35
Tabela 5.1 – Parâmetros termodinâmicos para a simulação numérica do ciclo combinado. ....	37
Tabela 6.1 – Desempenho dos fluidos para temperatura de evaporação de 430 K. ....	42

## LISTA DE APÊNDICES

APÊNDICE A – Código utilizado no <i>Engineering Equation Solver</i> .....	55
---	----

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### Nomenclatura

$CO_2$	Dióxido de carbono
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
FPSO	Unidade flutuante de produção, armazenamento e transferência
NUT	Número de unidades térmicas
ORC	Ciclo de Rankine Orgânico
$\dot{E}_x$	Taxa de Exergia [KW]
$f$	Fator de atrito [-]
$g$	Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]
$h$	Entalpia específica [ $kJ/kg$ ]
$\dot{I}$	Irreversibilidade [ $kW$ ]
$k$	Coefficiente politrópico [-]
$m$	Massa [ $kg$ ]
$\dot{m}$	Vasão mássica [ $kg/s$ ]
$P$	Pressão [ $Pa$ ]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [ $kW$ ]
$s$	Entropia específica [ $kJ/kgK$ ]
$T$	Temperatura [ $K$ ]
$u$	Energia interna específica [ $kJ/kg$ ]
$v$	Volume específico [ $m^3/kg$ ]
$V$	Velocidade [ $m/s$ ]
$\dot{W}$	Taxa de transferência de trabalho [ $kW$ ]
$z$	Nível [ $m$ ]

### Subscrito

<i>bomba</i>	Bomba
<i>c</i>	Cinética
<i>cond</i>	Condensador
<i>comp</i>	Compressor
<i>cc</i>	Camara de combustão
<i>d</i>	Destruída
<i>e</i>	Entrando

<i>evp</i>	Evaporador
<i>F</i>	Física
<i>gás</i>	Gás
<i>ger</i>	Gerador
<i>j</i>	Fronteira
<i>liq</i>	Líquido
<i>p</i>	Potencial
<i>qui</i>	Química
<i>r</i>	Real
<i>reg</i>	Regenerador
<i>s</i>	Saindo
<i>iso</i>	Isentrópico
<i>tg</i>	Turbina a gás
<i>turb</i>	Turbina a vapor
<i>vc</i>	Volume de controle
0	Estado de referência
1 – 11	Pontos referentes ao ciclo

### **Letras gregas**

$\eta$	Eficiência [%]
$\epsilon$	Efetividade do trocador de calor
$\xi$	Inclinação da curva de vapor saturado

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	15
<b>1.1 OBJETIVO GERAL</b> .....	17
<b>1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	17
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	18
<b>2.1 CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL</b> .....	18
<b>2.2 Ciclo Combinado a Gás - Rankine Orgânico</b> .....	18
<b>2.3 Seleção do Fluido de Trabalho</b> .....	21
2.3.1 Principais estudos realizados .....	23
<b>3 METODOLOGIA DE ABORDAGEM DO CICLO PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA RESIDUAL</b> .....	26
<b>3.1 A Primeira Lei da Termodinâmica (Análise energética)</b> .....	26
<b>3.2 Análise Exergética</b> .....	27
3.2.1 Balanço exergético e destruição de exergia .....	28
3.2.2 Potência líquida de saída do ciclo combinado .....	31
<b>4 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO COMBINADO GÁS – RANKINE ORGÂNICO</b> .....	32
<b>4.1 ANÁLISE TEÓRICA E ESTRUTURAÇÃO DO CICLO</b> .....	32
<b>4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CICLO COMBINADO</b> .....	33
<b>5 METODOLOGIA DE ABORDAGEM DO CICLO GÁS - RANKINE ORGÂNICO</b>	36
<b>6 ANÁLISE E RESULTADOS</b> .....	39
<b>6.1 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA</b> .....	39
<b>6.2 RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA</b> .....	44
<b>7 CONCLUSÕES</b> .....	49
<b>7.1 CONCLUSÕES DA ANÁLISE ENERGÉTICA</b> .....	49
<b>7.2 CONCLUSÕES DA ANÁLISE EXERGÉTICA</b> .....	49
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	51
<b>APÊNDICES</b> .....	54

# 1 INTRODUÇÃO

Com o aumento excessivo do consumo de energia final, a sociedade necessita de mudanças em relação aos aspectos socioambientais dos sistemas energéticos, pois há uma necessidade de diminuir o consumo de combustíveis fósseis o que justifica a busca por soluções avançadas e inovadoras de conversão de energia, assim como a utilização mais eficiente da energia final. Dados da Agência Internacional de Energia, estima que, até 2030, em nível mundial, o crescimento da demanda por energia elétrica seja de 119% no setor residencial, 97% em serviços e 86% no segmento industrial, ocasionando em uma produção de  $30.364TWh$ .

Segundo (BANK, 2017), o consumo de combustíveis fósseis é responsável por 65% da produção de energia elétrica no mundo, alcançando 80% da demanda energética total do mundo. No entanto a geração de energia elétrica, dependendo da maneira como é obtida, apresenta muitos efeitos colaterais, causando impactos ambientais ao meio ambiente. No entanto, motores, caldeiras e fornos que queimam combustíveis fósseis emitem poluentes gasosos, como  $SO_2$ ,  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $N_2O$ , mercúrio e compostos orgânicos voláteis (HC). Alguns desses poluentes gasosos, realizam reações químicas complexas com a umidade, catalisadas pela luz solar, formando ácidos. Esses são precipitados na terra por meio de chuvas ácidas (BASU, 2006).

Na atualidade, a geração de eletricidade é responsável por quase 83% das emissões globais dos gases responsáveis pelo efeito estufa, devido à grande dependência do carvão (PESQUISA ENERGÉTICA, 2016). Usinas que utilizam combustíveis fósseis são responsáveis em grande parte das alterações climáticas globais, uma vez que emitem gases que contribuem com o efeito estufa, como  $CO_2$  (BASU, 2006).

Levando em consideração a evolução da tecnologia energética, assim, bem como as políticas energéticas e climáticas, está se dirigindo para um cenário de mudança global em direção à produção de eletricidade com baixo teor de carbono, intensificando-se investimentos visando não somente à redução da emissão de gases de efeito estufa e à maximização da eficiência da conversão de energia, mas também a uma contribuição maior do uso de fontes renováveis de energia (MCLELLAN et al., 2015).

Os desastres naturais devido as mudanças climáticas incluirão algumas mudanças, para diminuir estas são necessárias melhorias nos atuais sistemas de energia: diminuir a demanda energética dos edifícios e da Indústria; substituição de combustíveis fósseis na geração de eletricidade em aplicações como transporte e aquecimento; geração de energia limpa por uma

mudança maciça rumo a fontes renováveis (eólica, hídrica, solar, biomassa, geotérmica etc.); e reforço da capacidade e transmissão das redes inter-regionais para comportar flutuações diárias e sazonais (QUOILIN et al., 2013).

Uma mudança que vem sendo implementada para a redução destes gases é a produção de energia elétrica descentralizada. Tratando-se de energia produzida próxima de onde será utilizada, em oposição à produzida em uma usina de grande escala, distribuída pela rede nacional. Esta geração local irá reduzir as perdas de transmissão e a emissão de carbono na atmosfera. Contudo, a segurança do abastecimento de energia é aumentada em âmbito nacional, uma vez que os clientes não necessitam partilhar uma oferta nem dependem de grandes centrais elétricas, relativamente escassas e remotas (QUOILIN, 2011).

Diante dos desafios que se apresentam para suprir às demandas de energia que o país requer para o seu desenvolvimento socioeconômico, a forte pressão para redução dos custos de produção e transporte de energia elétrica e a pressão pela limitação das emissões de gases de efeito estufa e das fontes fósseis se faz necessário à busca por soluções para contornar tais dificuldades. Isto irá proporcionar um crescimento econômico, visto que a energia descentralizada, em longo prazo, tende a oferecer preços mais competitivos do que a energia tradicional. Desta forma, a abordagem do fornecimento de energia com baixo teor de carbono viabiliza promover uma escolha de energia local, sustentável, competitiva e inteligente (EMPRESA, 2016).

Nesse cenário onde necessita de mudanças, um excelente alternativa para a produção renovável e descentralizada de energia surge os sistemas que operam sob o Ciclo Rankine Orgânico (ORC – *Organic Rankine Cycle*). Este sistema converte energia térmica em trabalho envolvendo os mesmos componentes que a central de vapor convencional (uma caldeira, um dispositivo de expansão de produção de trabalho, um condensador e uma bomba). Entretanto se diferenciam pelo fluido de trabalho empregue, sendo este um componente orgânico definido por uma menor temperatura de ebulição que a água, proporcionando, assim a geração de energia a partir de fontes de calor de baixa temperaturas, permitindo a geração e potência descentralizada e em pequena escala (QUOILIN, 2011).

Diante deste cenário rumo à produção renovável e descentralizada de energia que surgem, como excelentes alternativas, sistemas que operam sob o Ciclo Rankine Orgânico (ORC). Estes sistemas transformam energia térmica em trabalho e envolvem os mesmos componentes que uma central de vapor convencional (uma caldeira, um dispositivo de expansão de produção de trabalho, um condensador e uma bomba). No entanto, diferenciam-se pelo fluido de traba-

lho empregado, que é um componente orgânico caracterizado por uma menor temperatura de ebulição que a água, permitindo, assim, a geração de energia a partir de fontes de calor a baixas temperaturas, proporcionando a geração de potência descentralizada e em pequena escala (GARG; OROSZ; KUMAR, 2016).

Tais aspectos tornam a tecnologia ORC mais adequada para a conversão de energia a partir de fontes renováveis do que ciclos convencionais a vapor, pois o seu aproveitamento é normalmente mais condicionado à localização do que os combustíveis fósseis, além de sua temperatura ser mais baixa do que a obtida com combustíveis tradicionais (GARG; OROSZ; KUMAR, 2016).

## **1.1 OBJETIVO GERAL**

O presente trabalho visa realizar uma análise exérgica no ciclo combinado gás Rankine Orgânico, usado para reaproveitamento de calor em trabalho útil, assim como a avaliação de diferentes fluidos de trabalho a serem utilizados na simulações termodinâmicas. Alusivo a análise termodinâmica, serão avaliadas as eficiências da primeira e segunda lei da termodinâmica.

## **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Para alcançar o objetivo citado, alguns objetivos específicos são necessários, tais como:

- comparação dos diferentes fluidos orgânicos utilizados em ciclos orgânicos;
- analisar as principais configurações do ciclo combinado;
- realizar a modelagem e simulações do sistema para posterior análise da primeira e segunda lei da termodinâmica através do *software* EES;
- variar a temperatura de entrada da turbina a vapor, afim de verificar o fluido com maior eficiência;
- comparar as irreversibilidades dos componentes do ciclo proposto para diferentes fluidos de trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 CICLOS PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

Esta seção visa fundamentar o conhecimento a respeito das bases principais sobre as quais desenvolve-se este trabalho, que é o ciclo Combinado Gás Rankine Orgânico. Nesse sentido, a revisão bibliográfica inicia-se com uma breve análise de como surgiu o sistema industrialmente, destacando suas características e importância no ramo da engenharia. Além disso, também serão abordados os principais estudos presentes na literatura com relação às melhorias e aperfeiçoamentos que vêm sendo abordados nesses campos.

### 2.2 Ciclo Combinado a Gás - Rankine Orgânico

Existem necessidades por eficiências maiores nos processos industriais, resultou em diversas modificações inovadoras nas usinas de potência convencionais. Uma das modificações mais divulgadas e conhecidas industrialmente é um ciclo de potência a gás no topo de um ciclo de potência a vapor, sendo chamado de ciclo combinado gás-vapor ou ciclo combinado. Tal ciclo apresenta uma maior eficiência térmica do que qualquer um dos ciclos executados individualmente.

Os ciclos de turbinas a gás trabalham com temperaturas de entrada maior que os ciclos a vapor, tendo a temperatura máxima de entrada nas usinas a vapor gira em torno de  $620^{\circ}C$ , no entanto as turbinas a gás a  $1450^{\circ}C$  (ÇENGEL et al., 2006).

Portanto, o ciclo de turbinas a gás, por suas maiores temperaturas, tem um maior potencial para atingir eficiências térmicas mais altas. No entanto, tais ciclos apresentam uma desvantagem notável que é a saída dos gases da turbina ainda a temperaturas muito elevadas, ocorrendo assim desperdício de grande proporção de energia térmica. Dessa maneira o aproveitamento das características positivas da turbina a gás a altas temperaturas, com o uso da elevada energia térmica de seus gases de exaustão como fonte energética para turbinas a vapor, apresenta total coerência do ponto de vista da Engenharia, tendo como resultado o ciclo combinado gás-vapor. Neste ciclo, os gases de exaustão da turbina a gás são transferidos para a turbina a vapor como fonte energética, fazendo o papel da caldeira neste ciclo, sendo muitas vezes necessário mais de uma turbina a gás para fornecer a energia necessária ao ciclo de vapor, tal como mostrado na Figura-2.1, (UBERTI; INDRUSIAK, 2015).

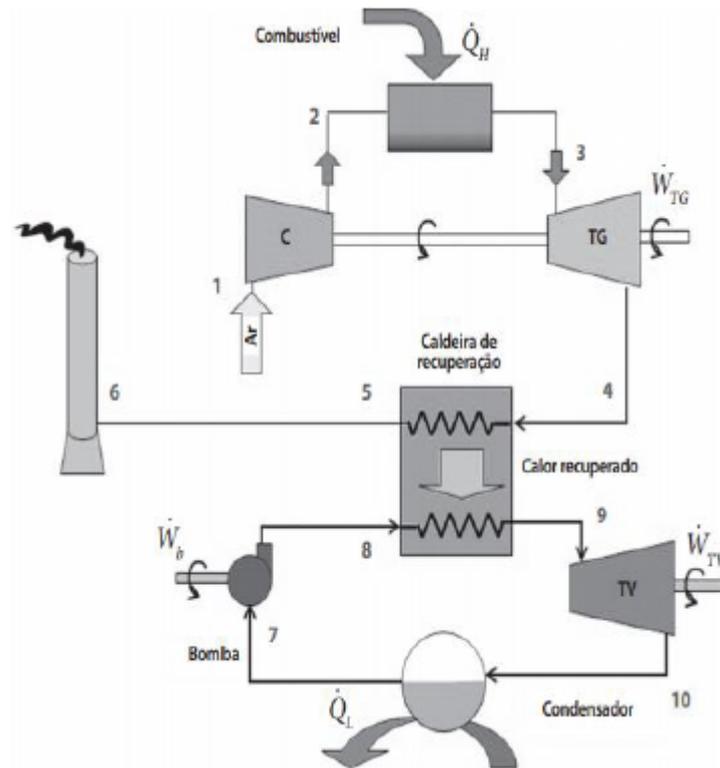


Figura 2.1 – Desenho do Ciclo combinado Brayton–Rankine. Fonte: (UBERTI; INDRUSIAK, 2015)

Segundo (OBAMA, 2017), aproximadamente 40% da eletricidade gerada em todo o planeta é a partir de carvão. Conforme (GANAPATHY et al., 2009), tem-se desenvolvido muitas pesquisas que utilizam outros fluidos de trabalho para geração de energia têm levado a novos conceitos e sistemas mais eficientes. Uma das inúmeras formas de geração de energia que tem sido bastante difundida é o ciclo Rankine orgânico (ORC) para recuperação de energia em baixa temperatura.

O processo de funcionamento do ORC é idêntico ao Ciclo de Rankine Convencional, utilizando os mesmos componentes (evaporador, máquina de expansão, condensador e bomba), ao invés de operar com água, conta com fluido orgânico para realizar essa transformação de energia, o que exige ou permite alterações nos equipamentos utilizados ao longo do ciclo, de forma a beneficiar os aspectos econômicos, técnicos e operacionais. Parte do desafio está na escolha do fluido de trabalho orgânico mais apropriado para configuração do próprio ciclo (ROQUETTE, 2017).

Ao mesmo tempo que o fluido usado no ciclo Rankine convencional é o vapor de água, conforme mencionada anteriormente, em sistemas ORC, o fluido utilizado é orgânico, podendo ser um hidrocarboneto ou uma gama de diferentes fluidos refrigerantes, permitindo-se optar

pelo que melhor se adequa às demandas do ciclo projetado (ROQUETTE, 2017).

Essa diferença fundamental do fluido de trabalho empregado, todavia, altera completamente a sua aplicação. Em virtude de estes fluidos orgânicos possuírem baixo ponto de ebulição e calor latente de vaporização em relação à água, o seu emprego permite a evaporação em uma temperatura mais baixa e, portanto, um melhor aproveitamento do calor fornecido pela fonte quente (WENZEL, 2015). Em outras palavras, a faixa de temperatura da fonte de calor dentro da qual o sistema ORC opera é de  $60^{\circ}\text{C}$  e  $200^{\circ}\text{C}$  se estiver trabalhando com fonte de baixa temperatura, podendo atingir  $350^{\circ}\text{C}$  se a fonte for de média temperatura (PEREIRA, 2017), (SALEH et al., 2007).

Devido à esta ampla faixa de amplitude de temperaturas admissíveis para o seu funcionamento, o ciclo ORC vem desempenhando papel considerável em relação a outras tecnologias de conversão de energia, visto que apresenta uma quantidade considerável de aplicações, trabalhando em uma extensa gama de potências e em diferentes e variados regimes (WENZEL, 2015).

A Figura-2.2 demonstra a gama de potência (10 kW - 3 MW), a faixa de temperatura (abaixo de  $400^{\circ}\text{C}$ ) e a eficiência (8% - 16%) em que costumam operar as máquinas térmicas funcionando segundo um ORC.

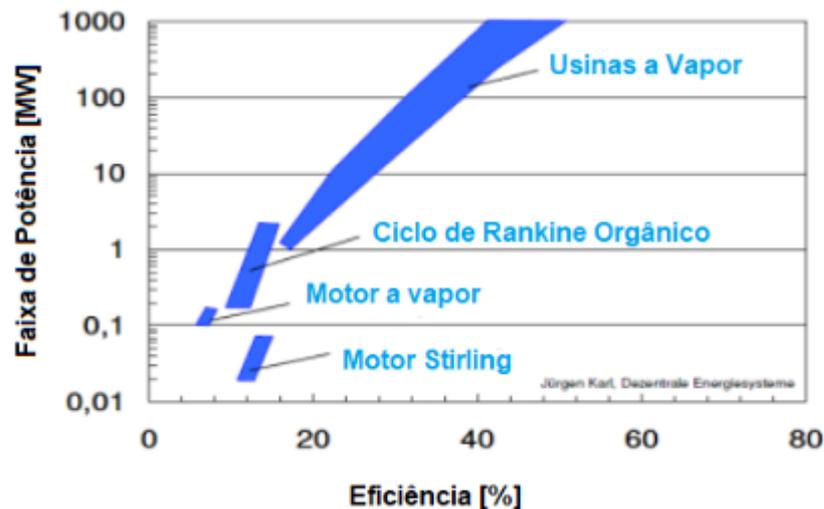


Figura 2.2 – Faixas de potência e eficiência típicas de algumas máquinas térmicas. Fonte: (DA SILVA, 2010)

Observa-se que o fluido orgânico possibilita ao ciclo operar sob pressões muito inferiores às do ciclo convencional que emprega vapor de água (condensando a pressão ambiente, por exemplo), permitindo, assim, instalações e equipamentos mais simples e baratos, cuja resistên-

cia a altas tensões não se faz necessária.

### 2.3 Seleção do Fluido de Trabalho

A atuação de um Ciclo Rankine Orgânico é sobretudo condicionada pelo fluido de trabalho escolhido para a instalação. Desta forma, a escolha do fluido orgânico tem suma importância do tipo e forma de benefício alcançado pelo ORC, constituindo-se a essência de toda esta tecnologia e assumindo-se como questão chave para o sucesso deste tipo de ciclo (TCHANICHE et al., 2009).

Ao optar por um fluido no qual a máquina térmica irá operar, espera-se que a mesma maximize a eficiência do ciclo e/ou a potência gerada. No entanto, a seleção do fluido não se resume somente às avaliações técnicas e termodinâmicas. Um dos fatores importante a ser considerado são os riscos ambientais, as questões de segurança pública relacionada a inflamabilidade no caso dos hidrocarbonetos e de saúde pública, além dos aspectos econômicos, tornando todo o processo de seleção muito mais criterioso e fundamentado (WENZEL, 2015).

Alguns fatores importantes que devem ser considerados para a seleção do fluido de trabalho no qual o ciclo irá operar, se dá pelas suas propriedades termofísicas, pois os mesmos influenciam em seu rendimento. O fluido de trabalho é classificado em três categorias: fluidos secos, isentrópicos e úmidos, de acordo com a derivada T-S ( $dT/dS$ ). Conforme (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010), realizou estudo sobre os infinitos tipos de fluidos, destacando os mais vantajosos para cada nível de temperatura da fonte quente .

A Figura-2.3 e Figura-2.4 apresentam diversos fluidos em função da curva de vapor saturado. Quanto mais positivo o valor de  $\xi = dT/dS$ , mais seco será o fluido, e quanto mais negativo, mais úmido ele será. Fluidos com  $\xi$  próximos de zero são considerados isentrópicos.

Para ORCs o fluido mais apropriado é o fluido seco ou isentrópico, pelo fator de ser sobreaquecidos e expandidos, eliminando dessa maneira possíveis problemas com as pás das turbinas aliados à presença de gotículas de líquidos. Não sendo necessário equipamento auxiliar para realizar o sobreaquecimento. Os fluidos úmidos têm baixa massa molecular, tendo a necessidade de um sobreaquecedor para sobreaquecer o vapor. (HUNG, 2001).

Outro fator importante, a ser considerado é a massa específica que é um parâmetro fundamental, principalmente para fluidos com baixa pressão de condensação. A baixa densidade implica em uma alta vazão volumétrica, o que aumenta a perda de carga nos trocadores de calor, o tamanho e o custo da máquina de expansão. Já a baixa viscosidade, tanto na fase gasosa

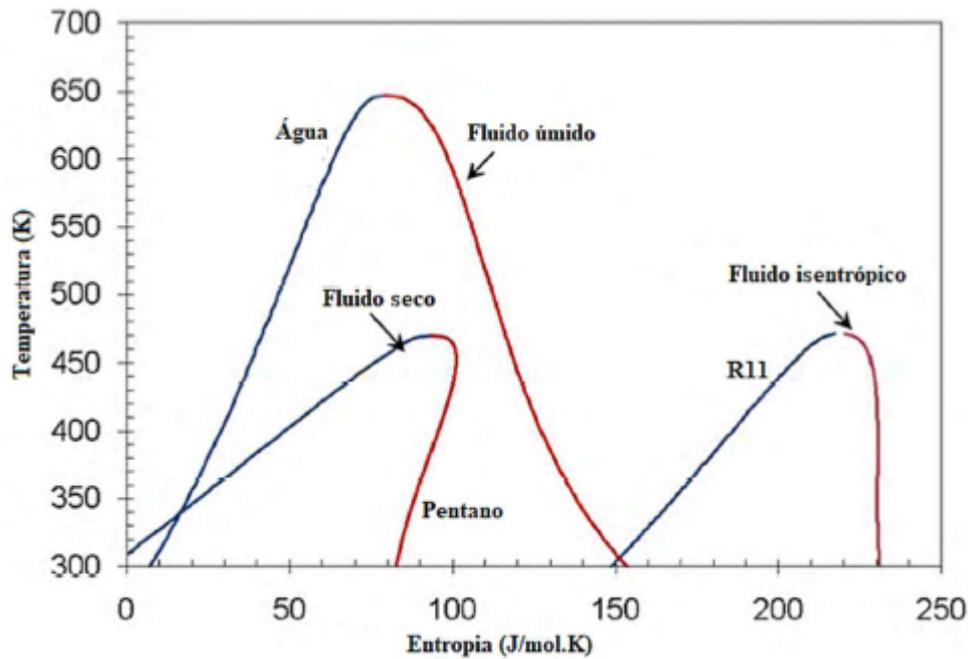


Figura 2.3 – Diagrama temperatura versus entropia para fluidos isentrópico, úmido e seco. Fonte: Adaptado a partir de (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010)

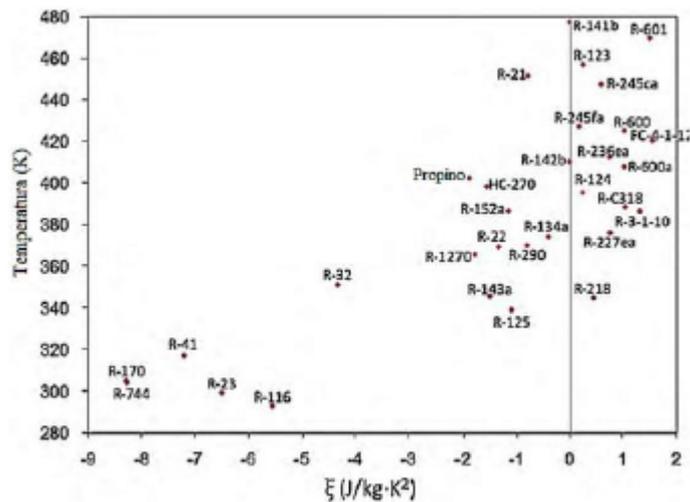


Figura 2.4 – Distribuição dos fluidos refrigerantes em função da temperatura crítica e da inclinação da curva de vapor saturado ( $\xi$ ). Fonte: Adaptado a partir de (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010)

quanto na fase líquida, é fundamental para otimizar as trocas de calor no ciclo e para reduzir as perdas de carga por atrito nos trocadores de calor (TEIXEIRA et al., 2012).

Além dos atributos essenciais supracitadas, outras propriedades muito relevantes são consideradas para a seleção do fluido, a fim de se aumentar a eficiência e reduzir eventuais complicações (CARLÃO et al., 2010), (AOUN, 2008) e (DRESCHER; BRÜGGEMANN, 2007):

- a temperatura crítica do fluido de trabalho deve ser maior que a maior temperatura de operação do ciclo, visando minimizar a irreversibilidade gerada durante a transferência de calor em uma diferença finita de temperatura no ciclo;
- a pressão de condensação do fluido de trabalho deve ser maior que a pressão atmosférica para que não haja penetração de ar para dentro do sistema;
- o ponto triplo do fluido deve ser menor que a temperatura ambiente mínima para assegurar que os fluidos de trabalho não venham a se solidificar em nenhuma condição de operação ou durante o desligamento do ciclo;
- no diagrama T-s, a curva de vapor saturado do fluido deve ser próxima da vertical para que seja evitado superaquecimento excessivo na saída da turbina, o que configuraria uma grande perda exergética;
- o parâmetro de coeficiente de transferência de calor por convecção deve ser alto devido às trocas de calor por convecção ocorridas nos trocadores de calor do ciclo; o coeficiente é mais alto à medida que se eleva a condutividade térmica e se reduz a viscosidade do fluido (a viscosidade na forma líquida e vapor dos fluidos de trabalho deve ser baixa para minimizar quedas de pressão);
- os fluidos orgânicos não devem ser corrosivos para a maioria dos materiais utilizados para os diferentes componentes do ciclo CRO, como dutos, turbina, trocadores de calor e selos;
- o fluido orgânico deve ser térmica e quimicamente estável ao operar em todas as temperaturas e pressões do ciclo.

### 2.3.1 Principais estudos realizados

De acordo com (VICTORIA; HERNÁN et al., 2012), que realizou um estudo sobre a análise e avaliação exergoambiental de plantas termoelétricas operando em combustão combinada carvão-biomassa, considerando uma fronteira estendida que compreende a usina e a rota tecnológica para a obtenção e manuseio do combustível. Sendo analisados dois cenários: o cenário A, que equivale à usina operando 100% de carvão, e o cenário B, que equivale 90% de carvão e 10% de biomassa. A análise exergética mostrou que a usina termoelétrica responde pela maior parte da exergia destruída e pelo maior impacto gerado associado à categoria de

impacto analisada. O indicador exergoambiental mostrou que há melhora de 11% no cenário B, sem levar em consideração a decomposição microbiana da biomassa na lavoura, e de até 35%, se for considerada a não decomposição da mesma, como estabelecido neste trabalho, com relação ao cenário A.

No trabalho (MIYAKE et al., 2011) estudou a Análise termodinâmica e de transferência de calor em um gerador de vapor a carvão pulverizado e palha de arroz, afim de mostrar que a biomassa é uma possibilidade viável na aplicação para usinas termoelétricas a carvão, este trabalho foi desenvolvido utilizando como biomassa a palha de arroz, a fim de avaliar as alterações do comportamento térmico do processo co-firing de palha de arroz nesta unidade. Sendo assim a transferência de calor foi avaliada, através de diferentes modelos semi-empíricos conforme a literatura. Nos trocadores de calor foi utilizado um método chamado  $\epsilon - NUT$  para avaliar o seu comportamento térmico e as variações da composição da temperatura dos gases de combustão. Observou-se nos resultados que houve uma redução de aproximadamente 12% das emissões de  $CO_2$  e  $SO_2$  provenientes de combustíveis fósseis e uma redução abaixo de 0,2% na ciência do gerador de vapor, tendo variações máximas de 5% nas temperaturas dos gases de combustão.

Segundo (REIS et al., 2018), que apresenta em seu estudo para Recuperação de energia e redução de emissões de  $CO_2$  usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO, a fim de buscar um melhor aproveitamento energético em plataformas de petróleo brasileiro, foram analisados o ciclo de Kalina, supercrítico com  $CO_2$  e Rankine orgânico (ORC), onde ambos são explorados para geração de potência a partir da recuperação de energia residual. Após os estudos ambos foram comparados a fim de conhecer o mais adequado, do ponto de vista energético e exergético, para recuperação de calor dos gases de exaustão das turbinas da planta de processo da plataforma FPSO. Constatou-se que a ORC apresentou melhores resultados em relação ao ciclos Kalina e supercrítico com  $CO_2$ . O acoplamento do ORC para recuperação de calor dos gases de exaustão torna possível a redução de uma turbina a gás em relação a configuração atual da FPSO (caso base), ou seja, é factível gerar eletricidade com apenas duas turbinas a gás GE LM2500 e complementar com a contribuição do ORC para atender à demanda de eletricidade, e, simultaneamente, atender à demanda de água quente em todos os períodos de operação da FPSO. O ORC acoplado às turbinas a gás contribui com até 20,3% da demanda total e no mínimo 12,1%, o que aumenta a eficiência global e o fator de utilização em torno de 11,0% e 18,0%, respectivamente, resultando em uma redução média no consumo de combustível e consequente redução nas emissões de  $CO_2$  de 21,5% com o ORC simples e 22% com o ORC

regenerativo.

Em (FUENTE; ROBERGE; GREIG, 2017), o autor analisou a aplicação prática da recuperação de calor residual dos gases de escape dos motores de um navio comercial. Onde foi comparado um ciclo Rankine convencional com um ORC utilizando os seguintes fluidos de trabalho: benzeno, heptano, hexametildisiloxano, tolueno e *R245fa*. Obteve uma economia de combustível anual de €154 mil e um redução de 705 toneladas em emissões de *CO2* com a instalação do ciclo de Rankine orgânico. Com o uso do ciclo Rankine orgânico, o consumo de combustível e as emissões de *CO2* caíram 17% quando comparado ao ciclo Rankine convencional.

Em (PINTO, 2018), realizou uma pesquisa sobre a conversão de calor em processos industriais em eletricidade através do Ciclo de Rankine Orgânico. A pesquisa abordada trabalhou sobre a diversidade do parque industrial brasileiro, onde a ideia principal era utilizar as ORCs para aumentar a eficiência energética. Neste estudo o autor faz uma análise de seis setores industriais (Cimento, Ferro-Gusa e Aço, Química, Alumínio, Vidros e Cerâmica), levando em consideração suas características de processos produtivos, tamanho da produção no Brasil e histórico de aplicações internacionais. Onde cada caso foi estudado em planta real, salientando os resultados de balanço de energia e exergia e análise técnico-econômica das opções. Um dos fatores relevantes foram os custos marginais de abatimento de emissões de gases de efeito estufa, onde indicaram valores negativos, indicando assim que os projetos seriam medidas de baixo carbono economicamente viável. Resultados mostram que houve uma redução de emissões, no entanto concluiu-se que existem barreiras de mercado que ainda dificultam a difusão da tecnologia em território brasileiro, demandando, portanto, um conjunto de políticas proposto neste estudo.

### 3 METODOLOGIA DE ABORDAGEM DO CICLO PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA RESIDUAL

Esta unidade apresenta a fundamentação teórica para análise dos ciclos e sistemas propostos, a fim de esclarecer as considerações, as fundamentações teóricas e o desenvolvimento do estudo, assim como os métodos para solução dos sistemas de equações.

#### 3.1 A Primeira Lei da Termodinâmica (Análise energética)

A partir das equações de balanço de massa, energia e entropia, os componentes dos ciclos podem ser analisados individualmente. De acordo com (KLEIN; NELLIS, 2017), o balanço de massa na forma diferencial de um sistema é dado pela Equação 3.1, onde  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  são as taxas de vazões mássicas entrando e saindo do volume de controle.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{vc} \dot{m}_e - \sum_{vc} \dot{m}_s \quad (3.1)$$

Para um sistema cuja fronteira seja permeável, propiciando a entrada e saída de massa do volume de controle, a Primeira Lei da Termodinâmica na forma diferencial é apresentada na Equação 3.2, onde:  $dE/dt$  é a taxa de variação da energia;  $\dot{Q}_{vc}$  é a taxa de transferência de calor para dentro ou para fora da fronteira;  $\dot{W}_{vc}$  é a taxa de realização de trabalho para dentro ou para fora da fronteira;  $h_s$  e  $h_e$  são as entalpias específicas na saída e entrada da fronteira;  $V_s$  e  $V_e$  são as velocidades das correntes de saída e entrada da fronteira.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{vc} \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dot{m}_e - \sum_{vc} \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \dot{m}_s \quad (3.2)$$

A eficiência energética dos ciclos,  $\eta$ , é definida pela razão entre a potência líquida obtida,  $\dot{W}_{liq}$ , e a entrada de calor do ciclo,  $\dot{Q}_{ent}$ , como exposto na Equação 3.3.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (3.3)$$

Para a definição da eficiência isentrópica da turbina é possível associar as propriedades termodinâmicas de entrada e saída do equipamento. A eficiência da turbina é determinada pela razão entre o trabalho real resultante da turbina e o que seria alcançado se o processo entre a entrada e saída fosse isentrópico, conforme apresentado na Equação 3.4, onde  $h_{s,real}$  é a entalpia real e  $h_{s,iso}$  é a entalpia na saída da turbina em uma expansão isentrópica.

$$\eta_t = \frac{\text{Trabalho Real}}{\text{Trabalho Isentrópico}} = \frac{h_e - h_{s,real}}{h_e - h_{s,iso}} \quad (3.4)$$

A eficiência isentrópica do compressor/bomba é determinada de forma similar ao da turbina. A diferença é que o trabalho isentrópico dos compressores é menor que o trabalho real, o que faz com que o trabalho isentrópico fique no numerador e o real no denominador, conforme Equação 3.5.

$$\eta_t = \frac{\text{Trabalho Isentrópico}}{\text{Trabalho Real}} = \frac{h_{s,iso} - h_e}{h_{s,real} - h_e} \quad (3.5)$$

### 3.2 Análise Exergética

A exergia é o maior trabalho teórico que pode ser obter pelo desenvolvimento do estado, de um estado inicial para um estado final de equilíbrio com o ambiente, à medida que este entra em equilíbrio com o ambiente atinge o estado morto. Considera-se de uma propriedade termodinâmica que é aplicada para determinar uma quantidade termodinâmica de exergia, onde está associada ao valor econômico. Para um definido sistema energético operando acima da temperatura ambiente, é possível pensar em exergia como sendo a parte útil da energia, ou seja, a parte da energia que pode ser transformada em outra forma de energia. Parte da exergia total fornecida para um sistema é destruída em um processo real, e essa destruição é uma medida direta das irreversibilidades presentes no sistema. Outra parte da exergia é perdida, como aquela exergia associada a corrente material ou a exergia rejeitada para o ambiente. Estas avaliações são feitas a partir da análise exergética, também chamada de análise da Segunda Lei da Termodinâmica (TSATSARONIS, 1993).

Para entender corretamente o conceito de exergia, precisa saber identificar algumas funções termodinâmicas associadas a mesma, como ambiente de referência, estado ambiente, destruição de exergia e estado morto (TSATSARONIS, 1993).

Compreende-se por ambiente de referência o enaltecimento do ambiente natural caracterizado pelo estado de equilíbrio perfeito, isto é, a ausência de qualquer gradiente ou diferenças de pressão, temperatura, energia cinética e energia potencial. O estado de um sistema é chamado de estado ambiente quando o sistema está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente de referência.

O estado morto representa um estado onde o sistema está em equilíbrio térmico, mecâ-

nico e químico com o ambiente de referência conceitual (suas propriedades intensivas, pressão, temperatura e potencial químico para cada uma das substâncias de referência estão em seus respectivos estados mortos). Nessa condição o sistema não pode realizar nenhuma alteração em seu estado através de interações com o ambiente. Assim no estado morto não haverá interação entre o sistema e o ambiente, não havendo potencial para realização de trabalho (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2000). Considerando assim no estado morto, tanto o sistema como o ambiente possuem energia, porém a exergia é nula.

A análise exérgica oferece métodos para analisar a magnitude da energia perdida em relação à energia fornecida ou transformada em energia útil na planta ou componentes analisados. No trabalho (TSATSARONIS, 1993), o autor, relata alguns exemplos justificando do porque a análise da Primeira Lei da Termodinâmica não consegue reconhecer a perda de energia real ou o uso eficaz dos combustíveis: a primeira lei não reconhece qualquer perda em um reator químico, como um gaseificador, ou processo de estrangulamento adiabático; a primeira lei não exhibe qual parte da entalpia de uma corrente material ou da transferência de calor é termodinamicamente útil; a primeira lei não reconhece qualquer degradação de energia em um trocador de calor adiabático.

### 3.2.1 Balanço exérgico e destruição de exergia

Parte-se do princípio que a Primeira Lei da Termodinâmica rege pela conservação de energia durante um processo, mas não cria restrições à direção de um processo e não garante que este processo de fato aconteça. A fim de segurar, que a Segunda Lei da Termodinâmica também seja satisfeita, importa-se mais com a qualidade do que com o processo que acontece, levando em consideração o nível de degradação da energia durante o processo. Para verificar essa degradação de energia, a Segunda Lei da Termodinâmica pode ser aplicado conforme Equação 3.6, o que fornece a geração de entropia.

$$\frac{dS}{dt} = \int_1^2 \frac{\delta\dot{Q}}{T} + \sum_{vc} s_e \dot{m}_e - \sum_{vc} s_s \dot{m}_s + \dot{S}_{ger} \quad (3.6)$$

Irreversibilidades como atrito, mistura, reações químicas, transferência de calor com diferença finita de temperaturas e expansão não resistida sempre geram entropia e, portanto, destrói exergia (ÇENGEL et al., 2006). Para estabelecer as irreversibilidades de um sistema existe duas formas: geração de entropia e balanço de exergia.

O termo à esquerda da desigualdade é a taxa de variação de exergia do volume de con-

trole. Os outros quatro termos à direita da igualdade representam, nessa ordem, a: soma das  $j$  taxas de transferência de exergia ligadas ao calor; potência efetiva realizada pelo volume de controle; taxa de variação do fluxo de exergia de entrada e saída do volume de controle e a taxa de exergia destruída.

A exergia destruída é correspondente à entropia gerada, sendo positiva para processos reais, igual a zero para processos reversíveis e impossível para quantidade negativa. Em outras palavras, a exergia destruída equivale o potencial de trabalho perdido, o que também pode ser chamado de irreversibilidade. A Equação 3.7 expressa a destruição de exergia em função da geração de entropia.

$$\dot{E}_{xd} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (3.7)$$

A destruição de exergia ou trabalho perdido submete-se a escolha do reservatório de referência. Segundo (BEJAN, 1982) é possível definir um referencial baseado em uma temperatura para todos os sistemas, apontada como a temperatura atmosférica padrão de  $25^\circ C$  ( $298, 15K$ ). No entanto, a única forma de reduzir a exergia destruída do sistema é diminuir a geração de entropia.

O balanço de exergia em um sistema é formulado, conforme (ÇENGEL et al., 2006), como a variação total de exergia dentro do sistema,  $d\dot{E}_{vc}/dt$ , que deve ser igual à diferença entre a transferência de exergia total que entra e que sai através da fronteira do sistema, menos a exergia destruída. Nessa transferência de exergia através da fronteira estão inclusas as contribuições da exergia associada à transferência de calor,  $\dot{Q}_j$ , trabalho,  $\dot{W}_j$ , e massa entrando e saindo através da fronteira, conforme apresentado na Equação 3.8.

$$\frac{d\dot{E}_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e m_e e_{fe} - \sum_s m_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (3.8)$$

O termo à esquerda da desigualdade é a taxa de variação de exergia do volume de controle. Os quatro termos à direita da igualdade representam, nessa ordem, a: soma das  $j$  taxas de transferência de exergia ligadas ao calor; potência efetiva realizada pelo volume de controle; taxa de variação do fluxo de exergia de entrada e saída do volume de controle e a taxa de exergia destruída.

O termo  $p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}$  representa o trabalho atmosférico realizado sobre a fronteira (não contabilizado como trabalho útil),  $T_0$  é a temperatura de referência e  $T_j$  é a temperatura da fronteira

do sistema onde a transferência de calor ocorre. Segundo a convenção adotada, para  $T_0 > T_j$  a transferência de calor para o sistema aumenta a exergia do sistema, ou seja, a transferência de calor e de exergia estão no mesmo sentido. Para  $T_0 < T_j$  a energia do meio à baixa temperatura aumentará o resultado da transferência de calor, sendo assim sua exergia diminui, ou seja, a transferência de exergia e de calor têm direções opostas.

Em (BEJAN, 1982), relata algumas formas comuns para geração de entropia: atrito de fluido, atrito sólido, livre expansão dos gases, choque de fluidos, estrangulamento de fluxo e mistura de fluidos dissimilares, onde podem ser dissimilar pela temperatura, composição, pressão, transferência de calor pela diferença de temperatura finita, mudança de fase considerando que as condições iniciais não estão em equilíbrio, como líquidos superaquecidos, subresfriados, deformação plástica, solução de um sólido em um líquido, histerese eletromagnética; efeito Joule em um condutor elétrico ou qualquer reação química.

Em (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1987), os autores, dividiram a exergia total de um fluxo mássico,  $\dot{E}x_{total}$ , em quatro componentes: exergia cinética,  $\dot{E}x_c$ , exergia potencial,  $\dot{E}x_p$ , exergia física,  $\dot{E}x_F$ , e exergia química,  $\dot{E}x_{qui}$ , como indicado na Figura 3.1 .

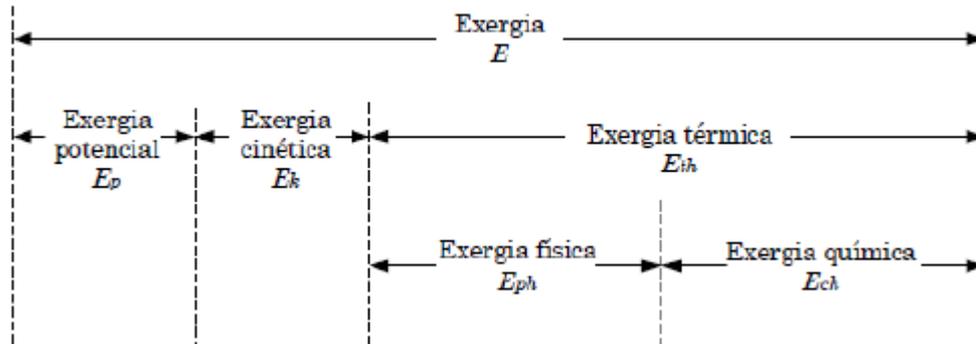


Figura 3.1 – Componentes da exergia de corrente. Fonte: Adaptado de (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1987).

Desprezando a exergia nuclear, magnética, elétrica e de efeitos interfaciais no somatório, a exergia total pode ser obtida a partir da Equação 3.9.

$$\dot{E}x_{total} = \dot{E}x_c + \dot{E}x_p + \dot{E}x_F + \dot{E}x_{qui} \quad (3.9)$$

Para o presente trabalho será considerado apenas a exergia física do sistema. A exergia física em um sistema fechado,  $\dot{E}x_F$ , é dada pela Equação 3.10, onde  $u$ ,  $v$  e  $s$  é a energia interna específica, o volume específico e a entropia, logo,  $u_0$ ,  $v_0$  e  $s_0$  são os valores das mesmas propriedades, no estado de referência, assim como temperatura  $T_0$  e pressão  $p_0$  quando se refere

ao estado morto específica do sistema fechado. O subscripto  $_0$  refere-se a pressão e a temperatura no estado termodinâmico de referência.

$$\dot{E}x_F = m(-u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

Para um sistema aberto ocorre a entrada e saída de massa no volume de controle, logo, a transferência de exergia física,  $E x_F$ , irá acontecer com o mesmo orientação da vazão mássica, conforme apresentado na Equação 3.11, onde  $h$  é a entalpia específica.

$$E x_F = m(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.11)$$

### 3.2.2 Potência líquida de saída do ciclo combinado

A potência líquida de saída será calculada como sendo diferença entre as potências geradas pelas turbinas de cada ciclo, abatendo as diferenças entre as potencias gerada pelos equipamentos de elevação de pressão dos fluidos de trabalho, ou seja, o compressor no ciclo de Brayton e a bomba no ciclo Rankine. No entanto, para o ciclo combinado, a potência líquida de saída será a adição das potências de cada um dos ciclos separadamente. Aplicando-se os balanços de massa e energia para os ciclos, são obtidas as equações 3.12, 3.13 e 3.14, que perfazem referência ao ciclo Brayton, Rankine e ao ciclo combinado, respectivamente.

$$\dot{W}_{\text{gás}} = \dot{W}_{\text{tg}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (3.12)$$

$$\dot{W}_{\text{liq, org}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{bomba}} \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_{\text{total}} = \dot{W}_{\text{tg}} + \dot{W}_{\text{liq, org}} \quad (3.14)$$

## 4 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO COMBINADO GÁS – RANKINE ORGÂNICO

### 4.1 ANÁLISE TEÓRICA E ESTRUTURAÇÃO DO CICLO

Esta secção apresenta a metodologia desenvolvida para análise do ciclo, a fim de desenvolver as considerações, as fundamentações teóricas e o desenvolvimento do estudo, assim como os métodos para solução dos sistemas de equações. A Figura 4.1 mostra o ciclo desenvolvido e sua análise no software Engineering Equation Solver (EES).

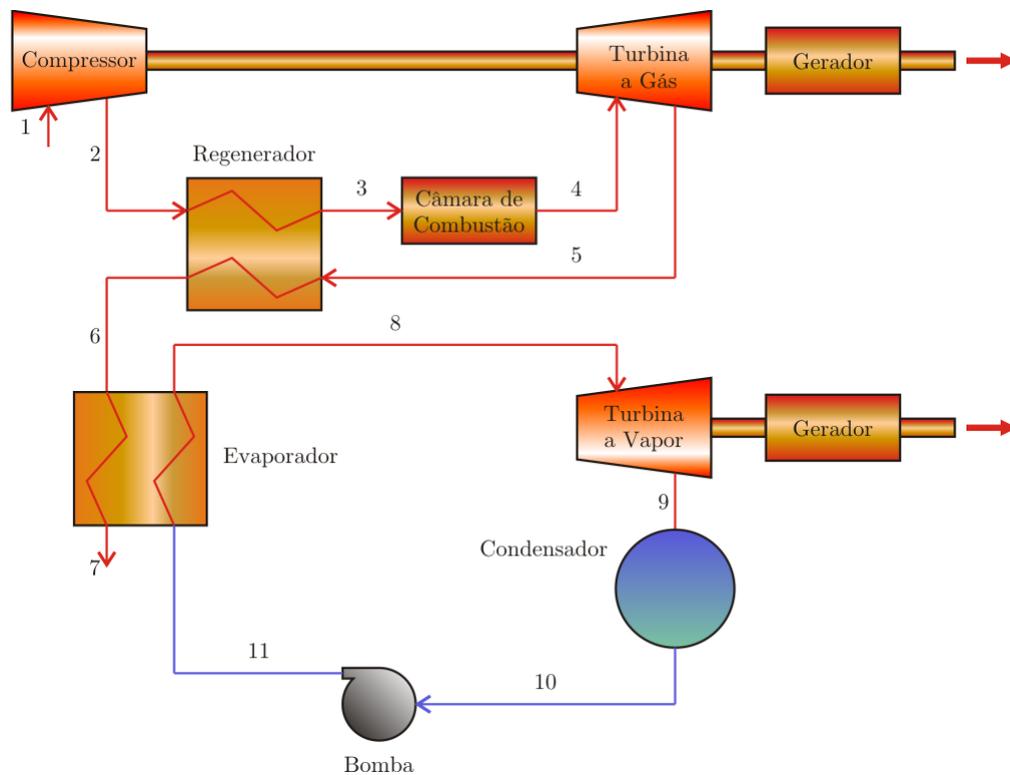


Figura 4.1 – Ilustração do ciclo proposto Brayton-Rankine no EES.

Para o desenvolvimento do equacionamento matemático, foram consideradas algumas hipóteses (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER, 2000):

- cada componente do esboço é analisado como um volume de controle em regime permanente;
- as turbinas, o compressor, a bomba e o evaporador de calor interconectados operam adiabaticamente;
- os efeitos da energia cinética e potencial serão desprezados;

- o sistema opera em regime permanente;
- o ar se comporta como um gás ideal e possui coeficiente politrópico  $k = 1,4$ ;
- as quedas de pressão e perdas de calor na tubulação são desprezíveis;
- a pressão e temperatura do estado de referência são  $p_0 = 100 \text{ kPa}$  e  $T_0 = 300 \text{ K}$ ;
- Os valores de eficiência isentrópica são os seguintes: bomba, compressor e turbina apresentam a mesma eficiência ( $\eta_{\text{bomba}} = \eta_{\text{comp}} = \eta_{\text{turb}} = 85\%$ ), regenerador ( $\eta_{\text{reg}} = 80\%$ ) e gerador ( $\eta_{\text{ger}} = 95\%$ ).

Considerando o balanço de energia e massa para cada processo termodinâmico do ciclo, que são:

- 1-2 Compressão isentrópica através do compressor
- 2-3 Passagem da corrente quente através do regenerador
- 3-4 Fornecimento de calor através da câmara de combustão
- 5-6 Passagem da corrente quente através do regenerador
- 7- liberação de gás natural para meio ambiente
- 8-9 Expansão isentrópica através da turbina a vapor
- 9-10 Rejeição de calor através do condensador
- 11-8 Passagem da corrente fria através do evaporador

## 4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CICLO COMBINADO

Os balanços de energia e de entropia, conforme descrito na Unidade 3 deste trabalho, são aplicados a cada componente do ciclo para determinar as relações que os regem, conforme as Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3.

Tabela 4.1 – Balanço de energia nos equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico.

<b>Componente</b>	<b>Balanço de energia</b>
Compressor	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$
Caldeira	$\dot{Q}_{cal} = \dot{m}_a(h_3 - h_4)$
Turbina a gás	$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_a(h_4 - h_5)$
Regenerador	$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_a[(h_2 - h_3) + (h_5 - h_6)]$
Evaporador	$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_a(h_6 - h_7) + \dot{m}_w(h_{11} - h_8)$
Turbina	$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_w(h_8 - h_9)$
Condensador	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w(h_9 - h_{10})$
Bomba	$-\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_w(h_{10} - h_{11})$ $\dot{W}_{gás} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_{comp}$
Potência líquida	$\dot{W}_{liq,org} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba}$ $\dot{W}_{total} = \dot{W}_{tg} - \dot{W}_{liq,org}$

Tabela 4.2 – Destruição de exergia em equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico.

<b>Componente</b>	<b>Destruição exergia</b>
Compressor	$\dot{E}x_{d,comp} = -\dot{W}_{comp} + \dot{m}_a(exf_1 - exf_2)$
Camara de Combustão	$\dot{E}x_{d,cc} = \dot{Q}_{cc}(1 - T_0/T_4) + \dot{m}_a(exf_3 - exf_4) - \dot{W}_{cc}$
Turbina a gás	$\dot{E}x_{d,tg} = -\dot{W}_{tg} + \dot{m}_a(exf_4 - exf_5)$
Regenerador	$\dot{E}x_{d,reg} = \dot{m}_a[(exf_2 - exf_3) + (exf_5 - exf_6)]$
Evaporador	$\dot{E}x_{d,evp} = \dot{m}_a[(exf_6 - exf_7) + \dot{m}_w(exf_{11} - exf_8)]$
Turbina	$\dot{E}x_{d,turb} = -\dot{W}_{turb} + \dot{m}_w(exf_8 - exf_9)$
Condensador	$\dot{E}x_{d,cond} = -\dot{Q}_{cond}(1 - T_0/T_9) + \dot{m}_w(h_9 - h_{10}) - \dot{W}_{cond}$
Bomba	$\dot{E}x_{d,bomba} = -\dot{W}_{bomba} + \dot{m}_w(exf_{10} - exf_{11})$

Tabela 4.3 – Eficiência isentrópica em equipamentos do ciclo combinado gás-Rankine orgânico.

<b>Componente</b>	<b>Eficiência isentrópica</b>
Turbina a gás	$\eta_{\text{tg}} = \frac{h_4 - h_{5,\text{real}}}{h_4 - h_{5,\text{iso}}}$
Turbina	$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_8 - h_{9,\text{real}}}{h_8 - h_{9,\text{iso}}}$
Bomba	$\eta_{\text{bomba}} = \frac{h_{10} - h_{11,\text{real}}}{h_{10} - h_{11,\text{iso}}}$

## 5 METODOLOGIA DE ABORDAGEM DO CICLO GÁS - RANKINE ORGÂNICO

O presente trabalho se configura em uma modelagem termodinâmica, manuseando as equações definidas anteriormente e simulações gráficas e numérico-computacionais com auxílio do *software Engineering Equation Solver (EES)*. Foi realizado uma simulação para duas situações, o primeiro caso base onde as propriedades termodinâmicas são mantidas constantes e no segundo o efeito da variação na temperatura de entrada na turbina,  $T_8$ , determinando assim a pressão da turbina  $P_9$ , para cada fluido de trabalho. Com a variação da temperatura neste ponto, o fluido de trabalho será admitido em diferentes níveis de temperatura na turbina a vapor, fazendo assim com que diversos outros parâmetros do ciclo acompanhem tais mudanças, como é o caso da destruição de exergia nos componentes.

Para cada fluido de trabalho, será investigado a influência da variação de  $T_8$ , e a relação de pressão do compressor sobre a produção líquida de eletricidade e a eficiência térmica do ciclo combinado. Também será apontada as condições de funcionamento e o fluido de trabalho de maior produção líquida de eletricidade do ciclo combinado, repetindo assim para a maior eficiência térmica de ciclo combinado.

Com o propósito de tornar a comparação mais exata e precisa, será considerada as mesmas equações e os mesmos parâmetros de entrada para as propriedades termodinâmicas para as duas simulações, com exceção do ponto 8 para o segundo caso, visto que qualquer alteração das demais propriedades provocaria uma discrepância nos resultados, invalidando a análise de comparação.

Para as análises termodinâmicas do presente trabalho foram considerados seis fluidos de trabalho n-octano, R123, R600, isopentano, n-pentano e n-heptano, além disso, alguns parâmetros foram pré-estipulados para a realização das simulações. Na Tabela 5.1 consta os valores considerados.

Tabela 5.1 – Parâmetros termodinâmicos para a simulação numérica do ciclo combinado.

<b>Parâmetros</b>	<b>Valores</b>
$T_1$	300 <i>K</i>
$P_1$	100 <i>kPa</i>
$\eta_{comp}$	85%
$\eta_{tg}$	85%
$\eta_{ger}$	95%
$\dot{W}_e$	100 <i>kW</i>
$T_4$	1200 <i>K</i>
$\eta_{reg}$	80%
$T_7 = T_8 + 20$ <i>K</i>	
$P_7 = P_1$	100 <i>kPa</i>
$\eta_{turb}$	85%
$\eta_{bomba}$	85%

Algumas considerações devem ser ressaltadas, para o caso do ciclo desenvolvido no presente trabalho, no qual sofrerá variação da pressão e temperatura na entrada da turbina, não será criada uma tabela específica com as propriedades termodinâmicas visto que tal tabela seria exatamente igual a Tabela 5.1, exceto da variação no ponto 8, que por sua vez não poderá ser representada devido a vasta faixa de valores.

A mudança de energia cinética do fluido de trabalho entre a entrada e a saída de cada componente é desprezível. Não há quedas de pressão através da câmara de combustão, assim, a pressão saída  $P_4$  tem o mesmo valor da de entrada,  $P_3$ . No evaporador também não há quedas de pressão, logo, a pressão de saída da corrente quente  $P_3$  assume o mesmo valor da de entrada  $P_2$ . Da mesma forma, não há quedas de pressão no regenerador, logo a pressão de saída da corrente  $P_6$  assume o mesmo valor da de entrada  $P_5$ . Considerando o caso base no evaporador, a pressão de saída da corrente fria,  $P_8$  tem o mesmo valor da de entrada,  $P_{11}$ . No condensador,

também não haverá queda de pressão, assumindo-se assim o mesmo valor para a entrada e a saída do componente.

Como mencionado anteriormente, em relação ao caso proposto, nenhuma das propriedades termodinâmicas sofrerá alterações, exceto o ponto 8. Com o auxílio do EES serão realizadas simulações numéricas variando a temperatura,  $T_8$ , com intervalos de 370 a 430 K, obtendo-se as respostas do ciclo proposto para essa faixa de temperaturas. Os valores dos resultados obtidos serão comparados com o resultado obtido no caso base, onde  $T_8$  assume um valor fixo de 373,15 K, e com isso, plotados graficamente para serem discutidos na próxima seção.

O código utilizado no programa é apresentado no Apêndice A.

## 6 ANÁLISE E RESULTADOS

Utilizando a metodologia e o modelo descritos anteriormente, todos os parâmetros de interesse foram obtidos para os ciclos estudados. As análises são conduzidas primeiro com a abordagem convencional de energia e depois com a abordagem da segunda lei ou análise de exergia. Em cada análise serão apresentados os resultados dos parâmetros de interesse do caso proposto, considerando os valores da quantidade obtida na simulação numérica em relação à faixa de valores assumida por  $T_8$ .

### 6.1 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA

No primeiro estágio das análises termodinâmicas busca comparar os valores e as curvas da eficiência do ciclo, o coeficiente total da transferência de calor, a potência efetiva da turbina a gás e a vapor, irreversibilidades de cada fluido de trabalho utilizado, considerando a variação da qualidade dos mesmos ao longo do evaporador. Assim teremos o gráfico do ciclo de Brayton modificado que incluiu um regenerador representado pela Figura 6.1(a), assim como os valores para o vapor saturado na saída do evaporador, como no caso do ciclo de Rankine Orgânico representado pela Figura 6.1(b).

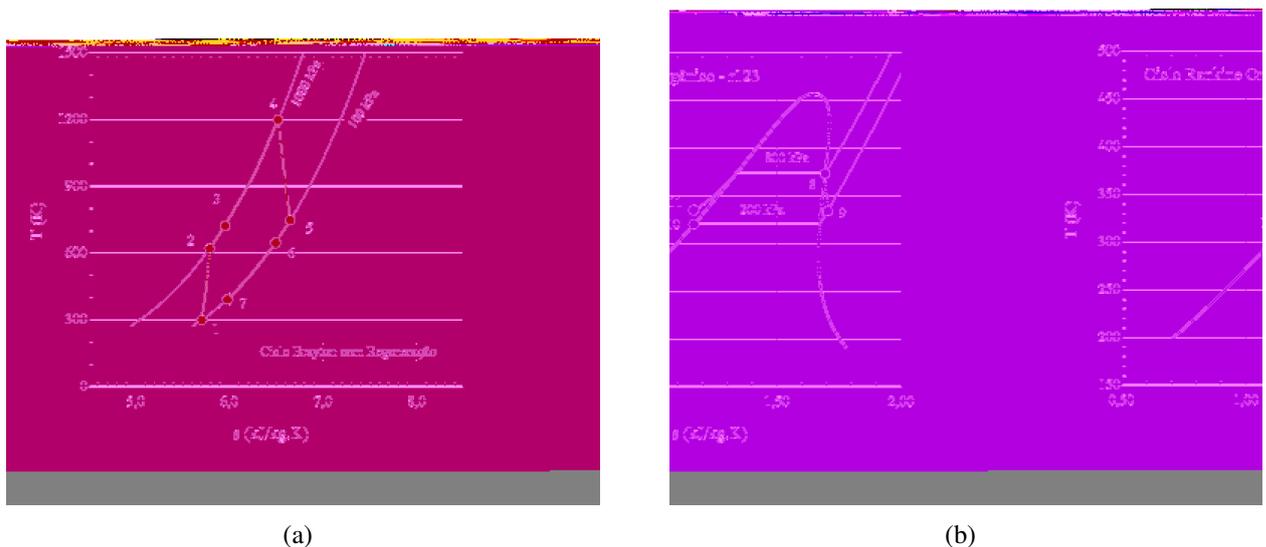


Figura 6.1 – Diagrama  $T - s$  referente ao (a) Ciclo de ar-padrão Brayton e (b) ciclo de Rankine Orgânico R123. Fonte: Autor, 2019.

Através das simulações no *software* EES, obteve-se para o ciclo combinado o resultado encontrado e plotado nas Figuras 6.2, 6.3, 6.4 , que representa a eficiência térmica do fluido ao

longo da passagem pelo evaporador variando a temperatura  $T_8$  na entrada da turbina a gás para os diferentes fluidos.

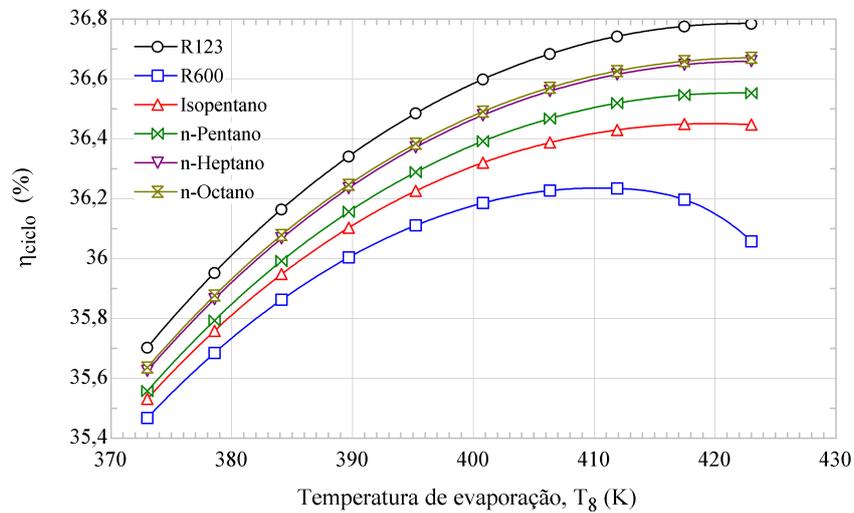


Figura 6.2 – Eficiência térmica ao longo do evaporador pa o ciclo ORC. Fonte: Autor, 2019.

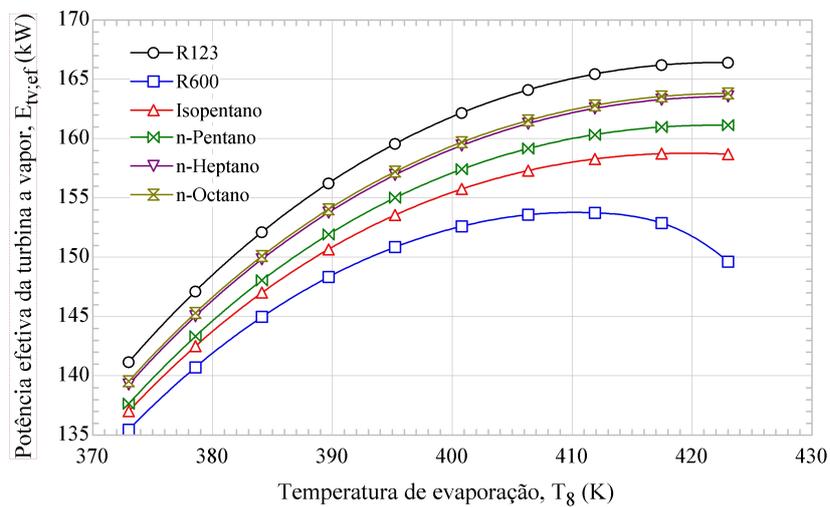


Figura 6.3 – Potência efetiva da turbina a vapor produzida pelo ciclo ideal com variação da temperatura na entrada da turbina par diversos fluidos de trabalho. Fonte: Autor, 2019.

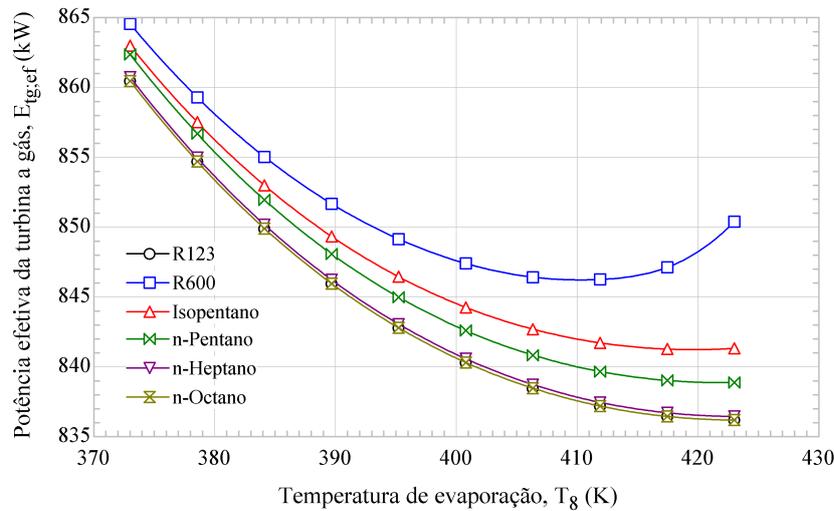


Figura 6.4 – Potência efetiva da turbina a gás produzida pelo ciclo ideal com variação da temperatura na entrada da turbina para diversos fluidos de trabalho. Fonte: Autor, 2019.

Observando as figuras acima, é possível perceber que a potência e a eficiência do ciclo tem seu valor incrementado com o crescimento da temperatura de evaporação do ciclo. Como visto acima, temperaturas de evaporação mais elevadas favorecem o desempenho do fluido, portanto, a comparação entre os mesmos é feita para a maior temperatura possível.

Na Figura 6.2, indica que o melhor fluido de trabalho é o R123, fornecendo 36,8% de eficiência. Verificou-se que a temperatura de evaporação contribui substancialmente para a eficiência térmica do ciclo. Onde a eficiência térmica do ciclo primeiro diminui e, em seguida, aumenta com o aumento da temperatura de evaporação para as condições de calor residual especificado.

Nas Figuras 6.3 e 6.4 os gráficos mostram os valores calculados para as diferenças de temperatura correspondente a temperatura de evaporação que leva a máxima potência efetiva de cada fluido. Observa-se que os fluidos estudados apresentam diferença de entalpia entre a entrada e saída da turbina. Além do mais, percebeu-se que existe uma faixa de temperaturas para os fluidos estudados em que a potência líquida específica produzida pelo ORC se amplia com o crescimento da temperatura dos mesmos na entrada da turbina. Em contrapartida, houve uma reversão desse comportamento na medida em que está temperatura se aproximou da temperatura crítica do fluido orgânico.

Na Figura 6.4, a potência efetiva da turbina a gás decresce com o aumento da temperatura de evaporação. Isso acontece devido à relação entre as mesmas (Equação da turbina a gás,

na qual os índices se referem a Tabela 4.1). Com o aumento da temperatura de evaporação, a diferença entre as entalpias dos estados 4 e 5 aumenta.

Para a potência efetiva da turbina a vapor e a eficiência térmica ocorre o contrário, visto que estas são diretamente proporcionais à temperatura de evaporação. (Figura 6.2 e 6.3). Isso se deve também a variação de entalpias. No caso da potência efetiva da turbina a vapor (Equação da Tabela 4.1), a variação de entalpia na turbina ( $h_8 - h_9$ ) é significativamente maior do que a variação na bomba ( $h_{10} - h_{11}$ ). Este incremento é suficiente ainda, para suprir a queda na vazão, fazendo com que a potência líquida do ciclo aumente com a elevação da temperatura de evaporação. Já para o caso da eficiência térmica, a análise é similar à da potência. Com o aumento da temperatura de evaporação, a diferença ( $h_8 - h_{11}$ ) aumenta mais que ( $h_9 - h_8$ ). Dessa forma o valor dessa fração diminui o que aumenta para o valor da eficiência.

Onde neste trabalho se estipulou 430 K como o limite máximo para a temperatura de evaporação, visto que este valor se aproxima de temperatura crítica de todos os fluidos estudados.

Como visto acima temperaturas de evaporação mais elevadas favorecem o desempenho do fluido, portanto, a comparação entre os mesmos é feita para a maior temperatura possível e pode ser vista na Tabela 6.1. E como já mencionado o melhor fluido é o R123.

Tabela 6.1 – Desempenho dos fluidos para temperatura de evaporação de 430 K.

<b>Fluido de trabalho</b>	$T_{evap}$ (K)	$\eta$ (%)
<i>R123</i>	430	36,80
<i>n – heptano</i>	430	36,65
<i>n – octano</i>	430	36,55
<i>n – pentano</i>	430	36,55
<i>Isopentano</i>	430	36,45
<i>R600</i>	430	36,08

Ainda para as Figuras 6.5 e 6.6 mostram as diferenças de temperatura em relação ao calor trocado para os fluidos. De forma oposta ao que ocorreu nos resultados referentes à potência efetiva gerada pela turbina a gás, os fluidos R600, n-pentano, n-heptano, n-octano e

isopentano não atingiram os melhores resultados em termos de eficiência térmica. Este fato justifica-se por estes fluidos terem requerido maior aporte de calor da fonte térmica durante o processo de evaporação, já que suas temperaturas críticas são mais baixas que as dos fluidos orgânicos mais eficientes sob o prisma de eficiência térmica.

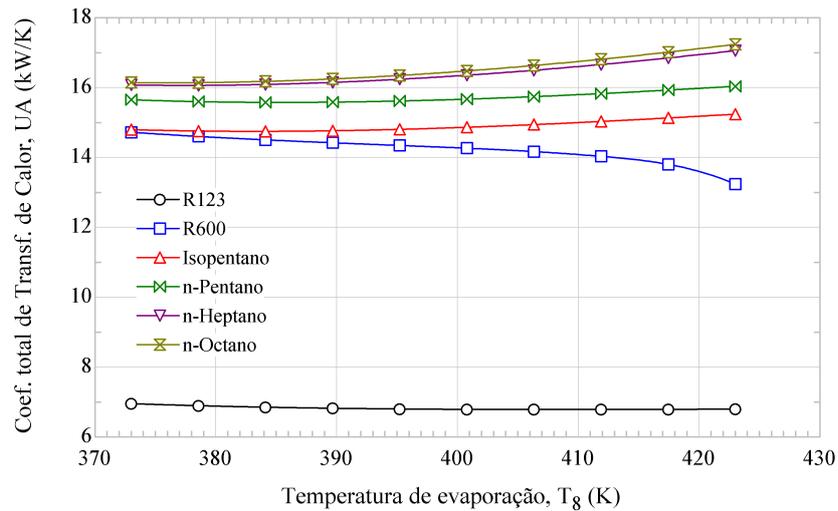


Figura 6.5 – Coeficiente total da transferência de calor ao longo do evaporador para o ciclo. Fonte: Autor, 2019.

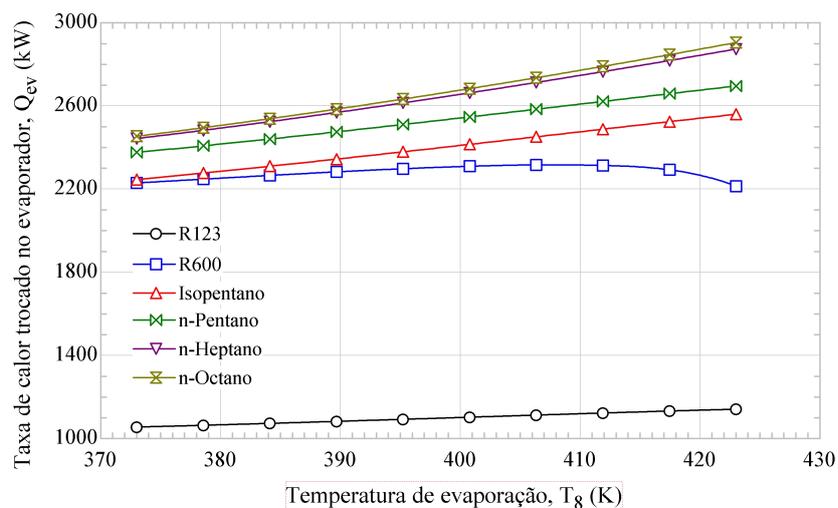


Figura 6.6 – Taxa de calor trocado ao longo do evaporador para o ciclo. Fonte: Autor, 2019.

## 6.2 RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética é baseada na Segunda Lei da termodinâmica, onde a mesma localiza e quantifica as irreversibilidades do sistema, proporcionando assim uma análise mais completa a nível termodinâmico. Onde irá fornecer a destruição de exergia de cada componente do ciclo combinado, onde obtemos dados mais aproximados dos reais, onde inevitavelmente, as irreversibilidades estão presentes.

Nas Figuras 6.7 a 6.12 é possível verificar que o maior responsável pela irreversibilidade da planta é o condensador seguido do evaporador, compressor e da turbina a gás e câmara de combustão. É interessante notar que as maiores responsáveis pela irreversibilidade da planta, são nos componentes da turbina a gás.

É possível observar que existe uma melhora na eficiência do ciclo Brayton com a adição do resfriamento que leva a uma melhora do ciclo combinado. Já o ciclo Rankine observa-se que o mesmo apresenta uma piora, uma vez que os gases entram com uma temperatura menor. Na combinação o resultado é positivo já que a turbina a gás é a responsável pela maior capacidade da usina. Como verificado nas figuras, os componentes da turbina a gás são os maiores responsáveis pela destruição de exergia da planta, logo, separando as eficiências por ciclo conclui-se que o ciclo Brayton é o que apresenta a maior eficiência exergética. Isto ocorre principalmente pelo processo de combustão que é realizado na turbina a gás, já que a destruição de exergia é uma característica deste processo, isto também foi observado nos estudos de Gomes (2001) e Branco (2005).

Os gráficos das Figuras 6.7 a 6.12 mostram a variação da taxa de destruição de exergia dos componentes do ciclo proposto para cada fluido de trabalho.

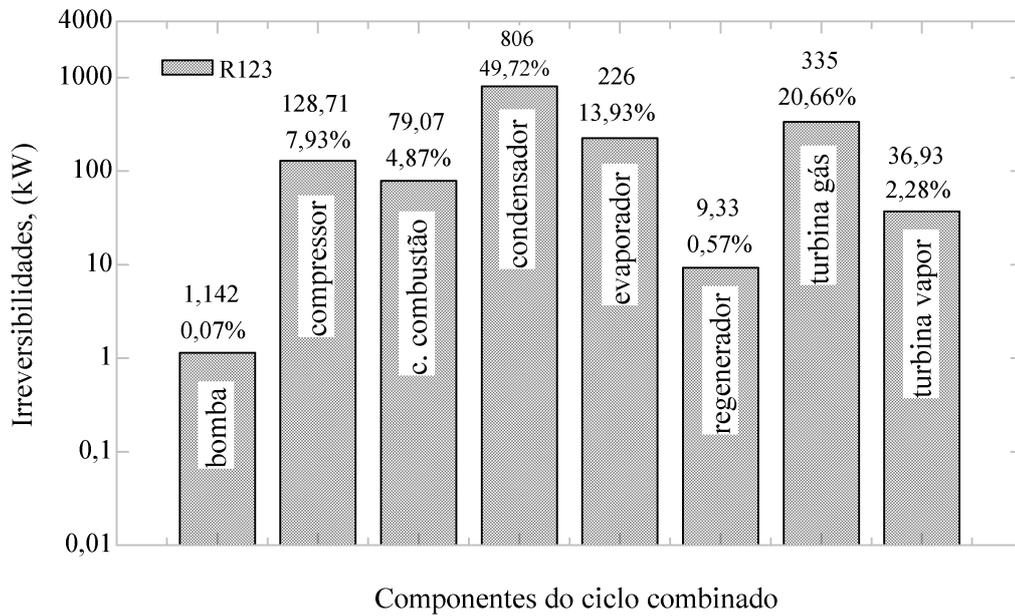


Figura 6.7 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido R123. Fonte: Autor, 2019.

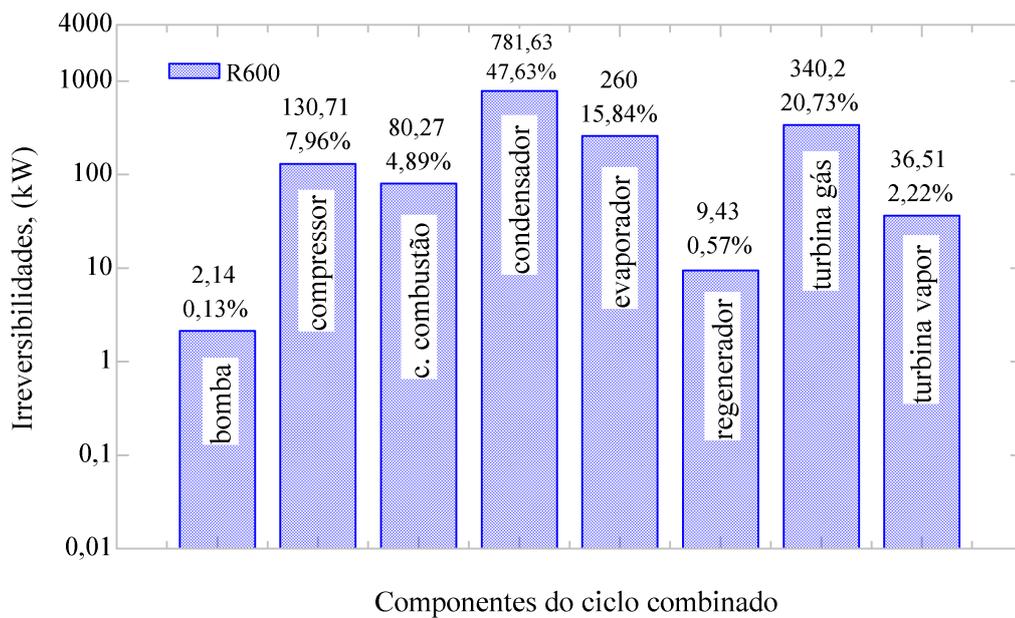


Figura 6.8 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido R600. Fonte: Autor, 2019.

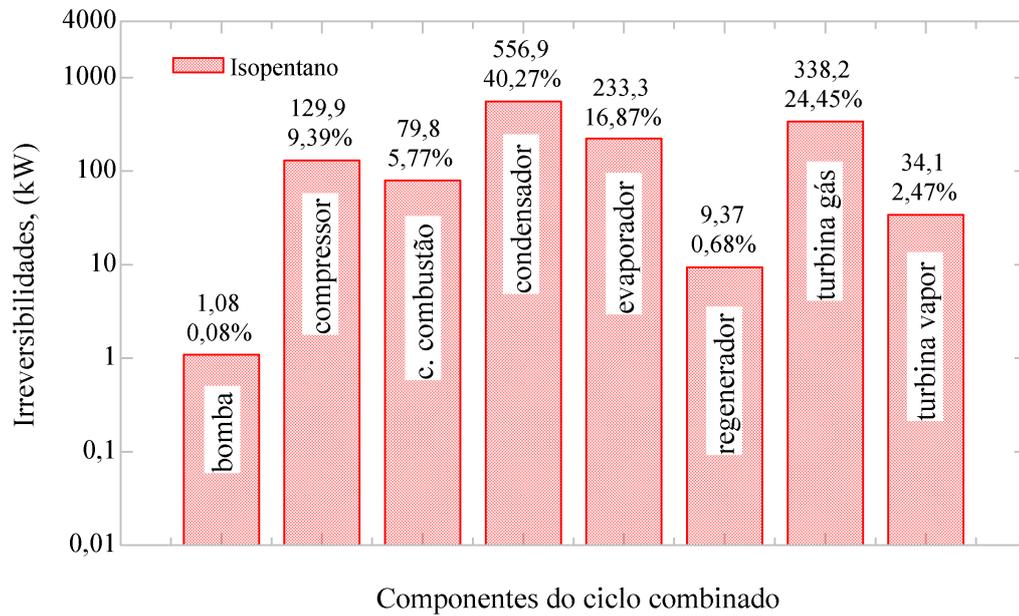


Figura 6.9 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido isopentano. Fonte: Autor, 2019.

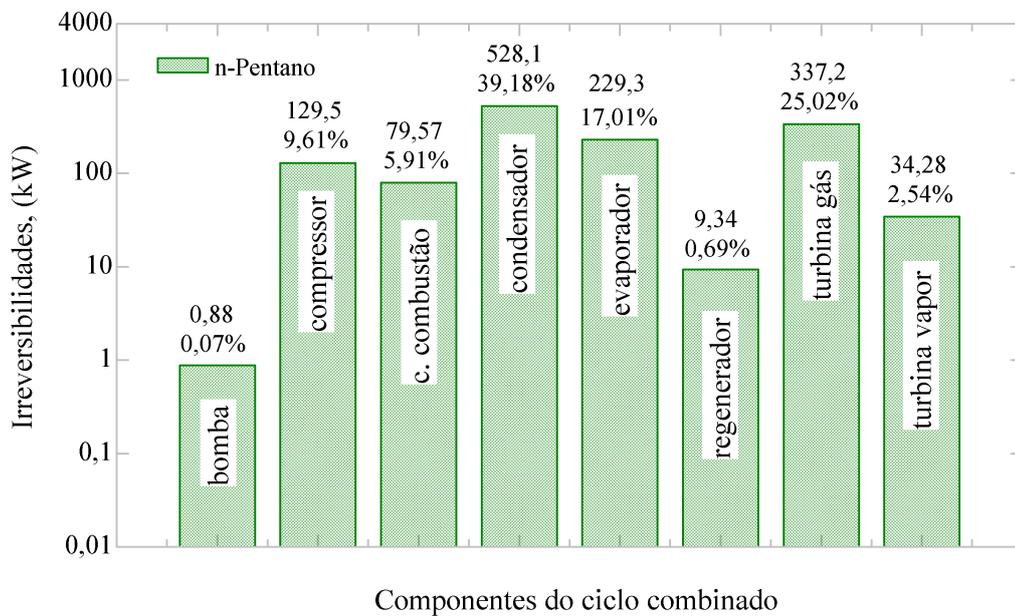


Figura 6.10 – - Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-pentano. Fonte: Autor, 2019.

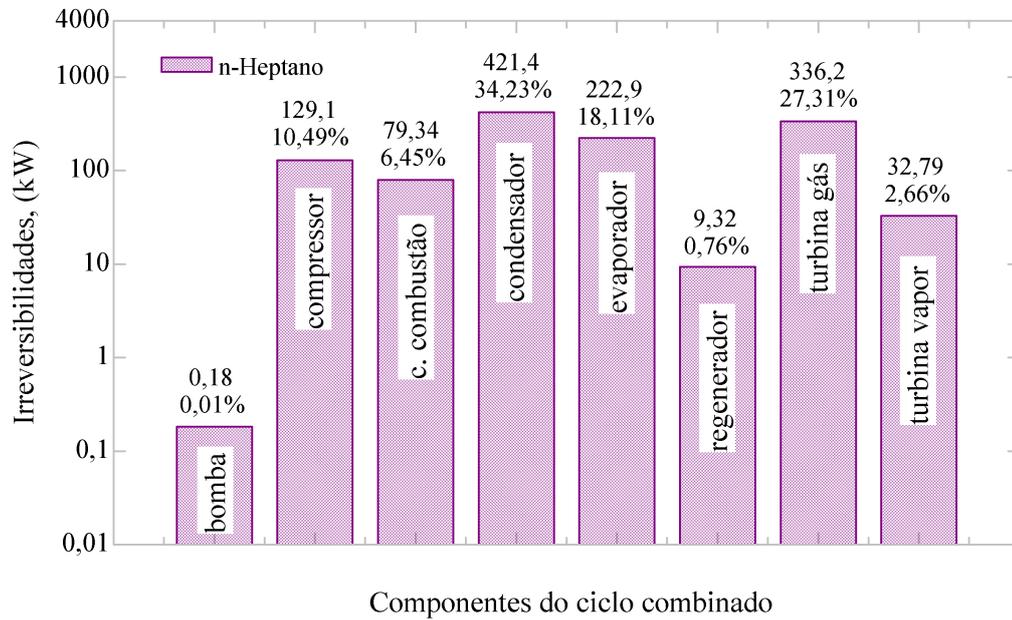


Figura 6.11 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-heptano. Fonte: Autor, 2019.

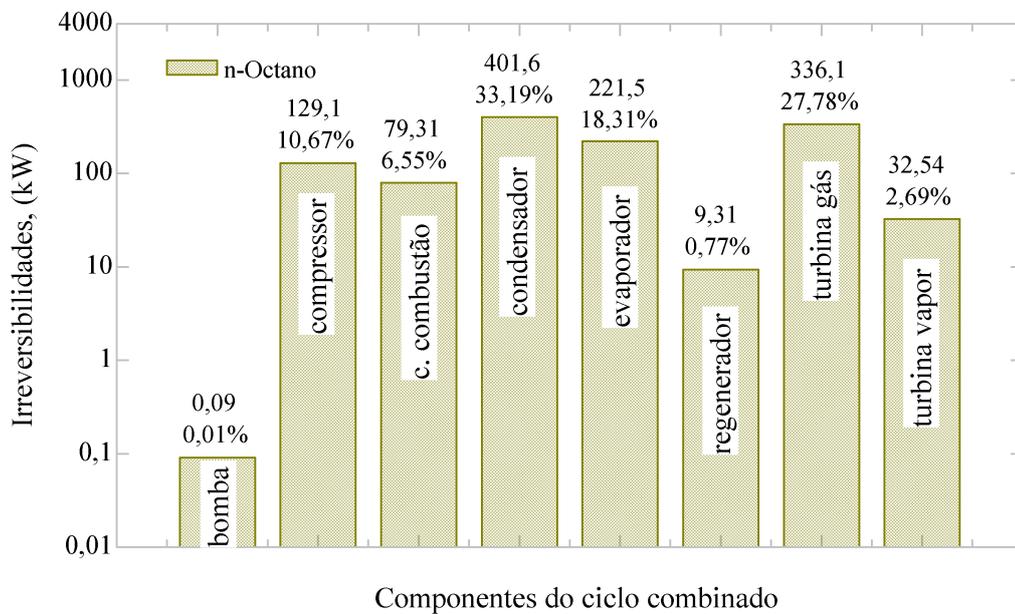


Figura 6.12 – Proporção da destruição de exergia por componente do ciclo proposto para o fluido n-Octano. Fonte: Autor, 2019.

Apesar de considerar somente a parcela física da exergia neste trabalho, nota-se que condensador tem o maior impacto na taxa de destruição de exergia para todos os fluidos de trabalho, com o aumento da pressão. Estes resultados são atribuíveis a reação química e a transferência de calor através das grandes diferenças de temperatura do meio externo que influencia na troca de calor do fluido de trabalho, tornando o processo irreversível.

## 7 CONCLUSÕES

O presente trabalho, analisou o desempenho termodinâmico do ciclo combinado Brayton-Rankine Orgânico, onde operou-se com diferentes fluidos de trabalho. O primeiro caso ocorreu com as propriedades termodinâmicas fixadas e o segundo variando-se a temperatura no ponto 8 para uma determinada faixa de valores estabelecidos. O fluido ótimo encontrado para a temperatura provocou uma maximização na eficiência térmica do ciclo proposto.

### 7.1 CONCLUSÕES DA ANÁLISE ENERGÉTICA

Considerando apenas a eficiência térmica do ciclo, o R123 é o melhor fluido. Entretanto ao se considerar outros aspectos na comparação entre os fluidos de trabalho, chega-se à conclusão que dependendo do tipo de aplicação e das prioridades desejadas, um fluido pode ser melhor que o outro. Para a turbina a gás o R600 apresentou a maior potência efetiva. No entanto para a turbina a vapor o R123 apresentou a maior potência efetiva.

O ciclo combinado com o fluido apresenta uma boa eficiência, pressões mais baixas, e além disso, é uma tecnologia mais comumente utilizada. O ciclo com o R600 apresentou a mais baixa eficiência. O R600 não pode atingir a altas temperaturas sem se degradar. Sendo assim, o ciclo combinado não é tao eficiente quanto o ciclo com vapor. Isso indica o que já acontece na prática: o uso dos fluidos é adequado na utilização de recuperação de calor de baixa temperatura e fontes geotérmicas. No entanto, se por um lado, o ciclo combinado com fluidos não é tão eficiente, com ciclo Rankine com fluidos é adequado para o aproveitamento de outras fontes de calor com temperaturas mais baixas.

Para o ciclo Rankine os fluidos apresentam muitas vantagens em relação a água, pois com os fluidos o ciclo consegue atingir o ponto crítico em baixa temperatura e expansão seca da turbina. Além disso, no reaproveitamento de calor o fator importante não é a eficiência do ciclo Rankine em si, porém o aumento da eficiência de todo o sistema, inclusive se este é um ciclo combinado.

### 7.2 CONCLUSÕES DA ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética é uma ferramenta importante para avaliar e quantificar onde se encontram as maiores perdas e irreversibilidades do sistema e seus componentes.

Com relação ao ciclo proposto, o condensador é o componente que apresenta o maior impacto na destruição de exergia. O fluido R123 é o fluido que apresentou a menor irreversibilidade na turbina a gás, apresentando uma destruição de exergia de 20,66% na turbina a gás e 2,28% na turbina a vapor, concluindo-se assim que o melhor fluido para o ciclo apresentado é o R123.

É notória a importância da análise de exergética, pois através dela fica visível observar onde se encontram os maiores gastos e as maiores ineficiências dentro de um processo produtivo.

Por fim, devido a abundância e o baixo custo dos combustíveis fósseis e as altas eficiências das termoelétricas não favorecem empreendimentos de energias renováveis. Entretanto, tendo em vista um cenário em que a demanda de energia aumenta, bem como o endurecimento de leis ambientais, o uso de fluidos orgânicos tem potencial de aplicação em ciclos combinados, na recuperação de calor de outras indústrias e na energia solar térmica no Brasil.

## REFERÊNCIAS

- AOUN, B. **Micro combined heat and power operating on renewable energy for residential building**. 2008. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — École Nationale Supérieure des Mines de Paris.
- BANK, W. **World Bank country and lending groups**. [S.l.]: World Bank Data Help Desk Washington (DC), 2017.
- BASU, P. **Combustion and gasification in fluidized beds**. [S.l.]: CRC press, 2006.
- BEJAN, A. Second-law analysis in heat transfer and thermal design. In: **Advances in heat transfer**. [S.l.]: Elsevier, 1982. v.15, p.1–58.
- CARLÃO, R. L. L. et al. Projecto de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe. , [S.l.], 2010.
- ÇENGEL, Y. A. et al. **Termodinâmica**. [S.l.]: McGraw-Hill São Paulo, 2006. v.10.
- CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S.l.], v.14, n.9, p.3059–3067, 2010.
- DA SILVA, J. **Projeto de um Ciclo de Rankine Orgânico para a produção de 1MW de eletricidade**. 2010. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto . . . .
- DRESCHER, U.; BRÜGGEMANN, D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied thermal engineering**, [S.l.], v.27, n.1, p.223–228, 2007.
- EMPRESA, D. P. E. Energia termelétrica: gás natural, biomassa, carvão, nuclear. **Rio de Janeiro**, [S.l.], 2016.
- FUENTE, S. S. de la; ROBERGE, D.; GREIG, A. R. Safety and CO2 emissions: implications of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system. **Marine Policy**, [S.l.], v.75, p.191–203, 2017.

GANAPATHY, T. et al. Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant. **Journal of Engineering Science and Technology Review**, [S.l.], v.2, n.1, p.123–130, 2009.

GARG, P.; OROSZ, M. S.; KUMAR, P. Avaliação termoeconômica de ORCs para vários fluidos de trabalho. **Engenharia Térmica Aplicada**, [S.l.], v.109, p.841–853, 2016.

HUNG, T.-C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. **Energy Conversion and management**, [S.l.], v.42, n.5, p.539–553, 2001.

KLEIN, S.; NELLIS, G. **Thermodynamics**. 2012. [S.l.]: Cambridge University Press, 2017.

MCLELLAN, B. et al. Decentralised energy futures: the changing emissions reduction landscape. **Procedia Cirp**, [S.l.], v.29, p.138–143, 2015.

MIYAKE, R. G. et al. Análise termodinâmica e de transferência de calor em um gerador de vapor a carvão pulverizado e palha de arroz. , [S.l.], 2011.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D. **Princípios de termodinâmica para engenharia** . [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2000.

OBAMA, B. The irreversible momentum of clean energy. **Science**, [S.l.], v.355, n.6321, p.126–129, 2017.

PEREIRA, T. M. T. **ANÁLISE DE UM CICLO RANKINE ORGÂNICO EMPREGANDO PENTANO COMO FLUIDO DE TRABALHO E RESÍDUOS AGRÍCOLAS COMO INSUMO ENERGÉTICO**. 2017. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — Universidade Federal do Rio de Janeiro.

PESQUISA ENERGÉTICA, E.-E. de. Estudos da demanda de energia-demanda de energia 2050. **Rio de Janeiro**, [S.l.], 2016.

PINTO, R. G. D. **APLICAÇÃO DE CICLOS RANKINE ORGÂNICOS PARA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE CALOR DE PROCESSO INDUSTRIAL NO BRASIL**. 2018. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — Universidade Federal do Rio de Janeiro.

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

- QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.22, p.168–186, 2013.
- REIS, M. M. L. d. et al. Recuperação de energia e redução de emissões de CO<sub>2</sub> usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO. , [S.l.], 2018.
- ROQUETTE, T. M. **Análise do Potencial de Geração de Energia Elétrica no Brasil Utilizando a Casca de Arroz como Combustível em um Ciclo Rankine Orgânico**. [S.l.]: Projeto de Graduação, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro . . . , 2017.
- SALEH, B. et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. **Energy**, [S.l.], v.32, n.7, p.1210–1221, 2007.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. , [S.l.], 1987.
- TCHANCHE, B. F. et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.29, n.11-12, p.2468–2476, 2009.
- TEIXEIRA, D. H. L. et al. Índices de seleção no aprimoramento simultâneo dos componentes da produção de frutos em açaizeiro. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, [S.l.], v.47, n.2, p.237–243, 2012.
- TSATSARONIS, G. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. **Progress in energy and combustion science**, [S.l.], v.19, n.3, p.227–257, 1993.
- UBERTI, V. A.; INDRUSIAK, M. L. S. Modelagem e estudo de rendimento termodinâmico de ciclos combinados de geração termelétrica. **Revista Liberato**, [S.l.], v.16, n.25, p.01–10, 2015.
- VICTORIA, R.; HERNÁN, Á. et al. Metodologia de análise e avaliação exergoambiental de plantas termoelétricas operando em combustão combinada carvão-biomassa. , [S.l.], 2012.
- WENZEL, T. A. Análise termodinâmica e simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC). , [S.l.], 2015.

# APÊNDICES

---

**APÊNDICE A – Código utilizado no *Engineering Equation Solver***

```
refrigerant$ = 'n-octane' "r123, r600, isopentane, n-pentane, n-heptane, n-octane"
```

```
" 0 - Estado de referência"
```

```
T[0] = 293,15 [K]
p[0] = 100 [kPa]
h[0] = enthalpy(air;T=T[0])
s[0] = entropy(air;T=T[0];p=p[0])
h_0r = enthalpy(refrigerant$;T=T[0];p=p[0])
s_0r = entropy(refrigerant$;T=T[0];p=p[0])
```

```
" 1 - Entrada do Compressor"
```

```
T[1] = 300 [K]
p[1] = 100 [kPa]
eta_c = 0,85
h[1] = enthalpy(Air;T=T[1])
s[1] = entropy(Air;T=T[1];p=p[1])
ex[1] = h[1] - h[0] - T[0]*(s[1] - s[0])
```

```
" 2 - Saída do Compressor \ Entrada do Regenerador"
```

```
s_2s = s[1]
p[2] = 1000 "!! arbitrado, retirado exemplo 9.7"
h_2s = enthalpy(Air;p=p[2];s=s_2s)
eta_c = (h_2s - h[1])/(h[2] - h[1]) "!! definido h[2]"
T[2] = temperature(Air;h=h[2])
s[2] = entropy(Air;h=h[2];p=p[2])
ex[2] = h[2] - h[0] - T[0]*(s[2] - s[0])
```

```
" 3 - Saída do Regenerador \ Entrada Câmara de Combustão"
```

```
p[3] = p[2]
eta_reg = 0,8
eta_reg = (h[3] - h[2])/(h[5]-h[2]) "!! define h[3]"
T[3] = temperature(Air;h=h[3])
s[3] = entropy(Air;T=T[3];p=p[3])
ex[3] = h[3] - h[0] - T[0]*(s[3] - s[0])
```

```
" 4 - Saída Câmara de Combustão \ Entrada Turbina a Gás"
```

```
T[4] = 1200
p[4] = p[2] "!! arbitrado, retirado exemplo 9.7"
h[4] = enthalpy(Air;T=T[4])
s[4] = entropy(Air;T=T[4];p=p[4])
ex[4] = h[4] - h[0] - T[0]*(s[4] - s[0])
```

```
" 5 - Saída Turbina a Gás \ Entrada Regenerador"
```

```
eta_t = 0,85
p[5] = p[1]
s_5s = s[4]
h_5s = enthalpy(Air;p=p[5];s=s_5s)
eta_t = (h[4]-h[5])/(h[4]-h_5s) "!! define h[5]"
s[5] = entropy(Air;h=h[5];p=p[5])
T[5] = temperature(Air;h=h[5])
ex[5] = h[5] - h[0] - T[0]*(s[5] - s[0])
```

```
" 6 - Saída Regenerador \ Entrada Evaporador"
```

```
h[6] = h[5] - (h[3] - h[2]) "!! balanço energético, define h[6]"
T[6] = temperature(Air;h=h[6])
p[6] = p[1]
s[6] = entropy(Air;T=T[6];p=p[6])
ex[6] = h[6] - h[0] - T[0]*(s[6] - s[0])
```

```

" 7 - Saída Evaporador"
p[7] = p[1]
"T[7] = 393,15 a 443,15 K"
T[7] = T[8] + 20
s[7] = entropy(Air;T=T[7];p=p[7])
h[7] = enthalpy(Air;T=T[7])
ex[7] = h[7] - h[0] - T[0]*(s[7] - s[0])

" 8 - Saída Evaporador \ Entrada Turbina a Vapor"
"T[8] = 100 a 150°C ou 373,15 a 423,15 K"
"T[8] = 373,15"
p[8] = p_sat(refrigerant$;T=T[8])
x[8] = 1
h[8] = enthalpy(refrigerant$;p=p[8];x=x[8])
s[8] = entropy(refrigerant$;p=p[8];x=x[8])
ex[8] = h[8] - h_Or - T[0]*(s[8] - s_Or)

" 9 - Saída Turbina a Vapor \ Entrada Condensador"
p[9] = p[10]
s_9s = s[8]
h_9s = enthalpy(refrigerant$;p=p[9];s=s_9s)
eta_t = (h[8] - h[9])/(h[8] - h_9s)      "! define h[9]"
T[9] = temperature(refrigerant$; h=h[9]; p=p[9])
s[9] = entropy(refrigerant$; h=h[9]; p=p[9])
ex[9] = h[9] - h_Or - T[0]*(s[9] - s_Or)

" 10 - Saída Condensador \ Entrada Bomba"
T[10] = 320      "! valor arbitrado"
p[10] = p_sat(refrigerant$;T=T[10])
x[10] = 0
h[10] = enthalpy(refrigerant$;p=p[10];x=x[10])
s[10] = entropy(refrigerant$;p=p[10];x=x[10])
ex[10] = h[10] - h_Or - T[0]*(s[10] - s_Or)

" 11 - Saída Bomba \ Entrada Evaporador"
p[11] = p[8]
eta_b = 0,85
s_11s = s[10]
h_11s = enthalpy(refrigerant$;p=p[11];s=s_11s)
eta_b = (h_11s - h[10])/(h[11] - h[10])      "! define h[11]"
T[11] = temperature(refrigerant$;p=p[11];h=h[11])
s[11] = entropy(refrigerant$;p=p[11];h=h[11])
ex[11] = h[11] - h_Or - T[0]*(s[11] - s_Or)

" Balanços de Primeira Lei"

w_tg = h[4] - h[5]      "! w_tg = trabalho específico da turbina a gás, kJ/kg"
eta_gen = 0,95
e_tg = eta_gen*w_tg      "! e_tg = potência específica do gerador da turbina a gás, kJ/kg"
E_dot_tg = m_dot_g*e_tg      "! E_dot_tg = potência elétrica do gerador da turbina a gás, kW"

w_tv = h[8] - h[9]      "! w_tv = trabalho específico da turbina a vapor, kJ/kg"
e_tv = eta_gen*w_tv      "! e_tv = potência específica do gerador da turbina a vapor, kJ/kg"
E_dot_tv = m_dot_v*e_tv      "! E_dot_tv = potência elétrica do gerador da turbina a vapor, kW"

w_c = h[2] - h[1]      "! w_c = trabalho específico do compressor, kJ/kg"
E_dot_c = m_dot_g*w_c      "! E_dot_c = potência elétrica do compressor, kW"

```

$w_b = h[11] - h[10]$      "!  $w_b$  = trabalho específico da bomba, kJ/kg"  
 $E_{dot_b} = m_{dot_v} * w_b$      "!  $E_{dot_b}$  = potência elétrica da bomba, kW"

$E_{dot\_total} = 1000$  [kW]     "!  $E_{total}$  = potência elétrica total instalada, kW"

$m_{dot_g} * (h[6] - h[7]) = m_{dot_v} * (h[8] - h[11])$      "! Balanço energético no evaporador"

$E_{dot\_total} = E_{dot\_tg} + E_{dot\_tv} - (E_{dot\_c} + E_{dot\_b})$      "! Balanço envolvendo a energia total instalada"

$E_{dot\_tg\_eff} = E_{dot\_tg} - E_{dot\_c}$      "!  $E_{dot\_tg\_eff}$  = potência elétrica efetiva do ciclo a gás, kW"

$E_{dot\_tv\_eff} = E_{dot\_tv} - E_{dot\_b}$      "!  $E_{dot\_tv\_eff}$  = potência elétrica efetiva do ciclo a vapor, kW"

$Q_{dot\_cc} = m_{dot_g} * (h[4] - h[5])$      "!  $Q_{dot\_cc}$  = taxa de calor absorvido na caldeira, kW"

$Q_{dot\_g} = m_{dot_g} * (h[7] - h[11])$      "!  $Q_{dot\_g}$  = taxa de calor liberado pelo ciclo a gás, kW"

$Q_{dot\_ev} = m_{dot_g} * (h[8] - h[11])$      "!  $Q_{dot\_ev}$  = taxa de calor absorvido no evaporador, kW"

$Q_{dot\_cond} = m_{dot_g} * (h[9] - h[10])$      "!  $Q_{dot\_cond}$  = taxa de calor liberado no condensador, kW"

$eta\_ciclo = (E_{dot\_total} / Q_{dot\_cc}) * 100$      "!  $eta\_ciclo$  = rendimento de primeira lei, %"

$DELTA_{T\_1} = T[6] - T[8]$   
 $DELTA_{T\_2} = T[7] - T[11]$   
 $DELTA_{T\_lm} = (DELTA_{T\_1} - DELTA_{T\_2}) / (\ln(DELTA_{T\_1} / DELTA_{T\_2}))$   
 $UA = Q_{dot\_ev} / DELTA_{T\_lm}$

"Balanços de Segunda Lei"

$0 = E_{dot\_c} + m_{dot_g} * (ex[1] - ex[2]) - I_{dot\_c}$      "!  $I_{dot\_c}$ , irreversibilidades do compressor, kW"

$0 = m_{dot_g} * (ex[2] + ex[5] - ex[3] - ex[6]) - I_{dot\_reg}$      "!  $I_{dot\_reg}$ , irreversibilidades do regenerador, kW"

$0 = (1 - (T[0]/T[4])) * Q_{dot\_cc} + m_{dot_g} * (ex[3] - ex[4]) - I_{dot\_cc}$      "!  $I_{dot\_cc}$ , irreversibilidades da cc, kW"

$0 = -E_{dot\_tg} + m_{dot_g} * (ex[4] - ex[5]) - I_{dot\_tg}$      "!  $I_{dot\_tg}$ , irreversibilidade da turbina a gás, kW"

$0 = m_{dot_g} * (ex[6] - ex[7]) + m_{dot_v} * (ex[11] - ex[8]) - I_{dot\_ev}$      "!  $I_{dot\_ev}$ , irreversibilidades evap, kW"

$0 = -E_{dot\_tv} + m_{dot_v} * (ex[8] - ex[9]) - I_{dot\_tv}$      "!  $I_{dot\_tv}$ , irreversibilidades turbina a vapor, kW"

$0 = (1 - (T[0]/T[9])) * (-Q_{dot\_cond}) + m_{dot_v} * (h[9] - h[10]) - I_{dot\_cond}$      "!  $I_{dot\_cond}$ , irreversibilidades no cond, kW"

$0 = E_{dot\_b} + m_{dot_v} * (ex[10] - ex[11]) - I_{dot\_b}$      "!  $I_{dot\_b}$ , irreversibilidades da bomba, kW"

$I_{dot\_total} = I_{dot\_c} + I_{dot\_reg} + I_{dot\_cc} + I_{dot\_tg} + I_{dot\_ev} + I_{dot\_tv} + I_{dot\_cond} + I_{dot\_b}$