



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS  
UNIDADE CENTRO DE TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA QUÍMICA



KÁSSIO FERNANDO DE MORAIS SAMPAIO MELO

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO**

Maceió – AL

2020

KÁSSIO FERNANDO DE MORAIS SAMPAIO MELO

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO RANKINE ORGÂNICO**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao curso de Engenharia Química na Universidade Federal de Alagoas como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Hugo Valença de Araújo

Maceió – AL

2020

**Catálogo na fonte**  
**Universidade Federal de Alagoas**  
**Biblioteca Central**  
**Divisão de Tratamento Técnico**

Bibliotecário: Marcelino de Carvalho Freitas Neto – CRB-4 – 1767

M528s Melo, Kássio Fernando de Morais Sampaio.  
Simulação e análise termodinâmica de ciclo Rankine orgânico / Kássio  
Fernando de Morais Sampaio Melo. – 2020.  
47 f. il. : figs. ; tabs. color.

Orientador: Hugo Valença de Araújo.  
Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Química)  
– Universidade Federal de Alagoas. Centro de Tecnologia. Maceió, 2020.

Bibliografia: f. 45-47.

1. Energia, Produção de. 2. Ciclo rankine orgânico. 3. Eficiência térmica  
(Termodinâmica). 4. Fluidos de trabalho orgânicos. I. Título.

CDU: 66.012

## RESUMO

A produção de energia é um ponto central quando se fala em indústrias e em desenvolvimento tecnológico, com a busca incessante por meios de geração mais econômicos, eficientes e rentáveis. Atualmente grande parte da produção de energia está concentrada nas termoelétricas, seja por meio de carvão, gás natural, petróleo ou demais combustíveis fósseis. Essa produção em sua maioria é realizada utilizando os princípios de um ciclo Rankine, o qual converte o calor proveniente dos combustíveis em trabalho (potência). Em busca de um maior rendimento e menor custo, adaptações ao sistema original foram realizadas, levando ao ciclo Rankine orgânico (*Organic Rankine Cycle, ORC*), o qual é caracterizado pelo uso de um fluido de trabalho orgânico que requer menos energia para o funcionamento do ciclo e que inibe os desgastes devido à abrasão nas máquinas. Nesse contexto, a elaboração do presente trabalho tem por objetivo realizar uma simulação e análise de ciclo Rankine orgânico comparando diferentes fluidos de trabalho e implementando alterações na configuração de ciclo convencional visando verificar efeitos sobre o desempenho. Verificou-se que todos os fluidos propostos apresentaram maiores rendimentos que a água, sobretudo abaixo dos 200 °C, faixa em que ocorre um decaimento pronunciado da curva de eficiência térmica do ciclo usando água. Entre os rendimentos da água e da amônia, encontram-se o n-pentano e o n-hexano. Ademais, operando sob um rendimento maior que todos os outros fluidos de trabalho testados, destaca-se o propano.

**Palavras-chaves:** Energia, fluidos de trabalho orgânicos, ciclo Rankine, eficiência térmica.

## ABSTRACT

Energy production is a focal point when it comes to industries and technological development by means of a constant search for more economical, efficient and cost-effective ways for energy generation. Currently, much of the energy production is obtained in thermoelectric plants, whether through coal, natural gas, oil or other fossil fuels. This production is mostly performed using the principles of a Rankine cycle, which converts the heat from the fuels into work (power). Aiming to attain higher yields and lower costs, adaptations were performed in conventional system leading to the Rankine organic cycle (ORC), which is characterized by the use of an organic working fluid requiring less energy for cycle operation and that inhibits damages due to friction in machines. In this context, the purpose of this work is to perform a simulation and analysis of an organic Rankine cycle for comparing different working fluids and implementing changes in the conventional cycle in order to verify effects on performance. It was observed that all proposed fluids showed greater efficiencies than water, mainly below 200 °C of boiler temperature, which is the range where a pronounced decay of the cycle's thermal efficiency curve occurs when water is the working fluid. Between efficiencies associated to water and ammonia, there are n-pentane and n-hexane. Moreover, propane stands out for operating at a higher thermal efficiency than all other working fluids considered.

**Keywords:** Energy, organic working fluids, Rankine cycle, thermal efficiency.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	9
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	11
2.1	Objetivo geral	11
2.2	Objetivos específicos	11
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	12
3.1	Ciclo Rankine – configuração convencional	12
3.2	Ciclo Rankine – configurações alternativas	17
3.2.1	<i>Reaquecimento</i>	17
3.2.2	<i>Regeneração</i>	18
3.3	Ciclo Rankine Orgânico ( <i>ORC</i> )	20
3.3.1	<i>Fluidos de trabalho comuns no ORC</i>	22
3.4	Engineering Equation Solver ( <i>EES</i> )	24
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	26
4.1	Elaboração dos códigos em <i>EES</i>	26
4.1.1	<i>Premissas para simulação</i>	26
4.1.2	<i>Ciclo Rankine convencional</i>	27
4.1.3	<i>Ciclo Rankine com reaquecimento</i>	28
4.1.4	<i>Ciclo Rankine com regeneração</i>	30
4.3	Seleção dos fluidos de trabalho orgânicos para uso no <i>ORC</i>	31
4.4	Determinação das propriedades termodinâmicas de interesse	32
<b>5</b>	<b>RESULTADOS</b>	33
5.1	Água	33
5.2	Amônia	34
5.3	n-Pentano	35
5.4	Isobutano	36
5.5	Propano	37
5.6	n-Butano	38
5.7	n-Hexano	39
5.8	Reunião dos resultados para os diversos fluidos e discussão	40
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	44
	<b>REFERÊNCIAS</b>	45

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b> Configuração convencional do ciclo Rankine. ....	12
<b>Figura 2:</b> Diagramas $T-s$ do (a) ciclo Rankine convencional ideal e (b) ciclo Rankine convencional real (sem quedas de pressão nos trocadores).....	13
<b>Figura 3:</b> Configuração e diagrama $T-s$ do ciclo Rankine ideal com reaquecimento. ....	18
<b>Figura 4:</b> Configuração e diagrama $T-s$ do ciclo Rankine ideal com regeneração via aquecedor de água de alimentação aberto. ....	19
<b>Figura 5:</b> Perfis de eficiência de um <i>ORC</i> operando com vários fluidos de trabalho. ....	22
<b>Figura 6:</b> Tipos de fluido de trabalho orgânico usados em <i>ORC</i> . ....	23
<b>Figura 7:</b> Exemplo de diagrama esquemático construído em ambiente <i>EES</i> . ....	25
<b>Figura 8:</b> Ciclo Rankine convencional. ....	27
<b>Figura 9:</b> Ciclo Rankine com reaquecimento. ....	28
<b>Figura 10:</b> Ciclo Rankine com regeneração. ....	30
<b>Figura 11:</b> Perfis da eficiência térmica com água como fluido de trabalho. ....	33
<b>Figura 12:</b> Perfis da eficiência térmica com amônia como fluido de trabalho. ....	34
<b>Figura 13:</b> Perfis da eficiência térmica com n-pentano como fluido de trabalho. ....	35
<b>Figura 14:</b> Perfis da eficiência térmica com isobutano como fluido de trabalho. ....	36
<b>Figura 15:</b> Perfis da eficiência térmica com propano como fluido de trabalho. ....	37
<b>Figura 16:</b> Perfis da eficiência térmica com n-butano como fluido de trabalho. ....	38
<b>Figura 17:</b> Perfis da eficiência térmica com n-hexano como fluido de trabalho. ....	39
<b>Figura 18:</b> Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine convencional. ....	40
<b>Figura 19:</b> Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine com reaquecimento. ....	41
<b>Figura 20:</b> Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine com regeneração. ....	42

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1:</b> Exemplos de fluidos orgânicos usados em ORC mais água e amônia.....	24
<b>Tabela 2:</b> Eficiências térmicas com água como fluido de trabalho.....	33
<b>Tabela 3:</b> Eficiências térmicas com amônia como fluido de trabalho.....	34
<b>Tabela 4:</b> Eficiências térmicas com n-pentano como fluido de trabalho. ....	35
<b>Tabela 5:</b> Eficiências térmicas com isobutano como fluido de trabalho.....	36
<b>Tabela 6:</b> Eficiências térmicas com propano como fluido de trabalho. ....	37
<b>Tabela 7:</b> Eficiências térmicas com n-butano como fluido de trabalho. ....	38
<b>Tabela 8:</b> Eficiências térmicas com n-hexano como fluido de trabalho.....	39
<b>Tabela 9:</b> Eficiências térmicas para o ciclo Rankine convencional. ....	40
<b>Tabela 10:</b> Eficiências térmicas para o ciclo Rankine com reaquecimento. ....	41
<b>Tabela 11:</b> Eficiências térmicas para o ciclo Rankine com regeneração.....	42

## 1 INTRODUÇÃO

Segundo Oliveira *et al.* (2005), “reduzir as emissões de gases de efeito estufa se constitui hoje em uma das grandes preocupações mundiais. Nos últimos 140 anos, as emissões antrópicas de CO<sub>2</sub>, particularmente aquelas originadas do uso de combustíveis fósseis, têm contribuído substancialmente para o aumento da temperatura do planeta, causando eventos climáticos extremos, perda da biodiversidade e aumento do nível dos oceanos”.

De acordo com Viscondi *et al.* (2016), “os empreendimentos termoelétricos contribuem significativamente para o montante total de emissões na região em que estão operando, principalmente devido ao porte dessas usinas e ao elevado volume de combustível consumido diariamente nelas.”. Ainda de acordo com Viscondi *et al.* (2016), “essas unidades de geração tendem a se concentrar proximamente aos centros de carga, ou seja, cidades e zonas industriais, de modo que as emissões de poluentes atmosféricos podem representar um fator severo de redução da qualidade do ar da região e, por conseguinte, causar efeitos na saúde da população do entorno”.

Segundo Klein e Nellis (2012), o ciclo Rankine é o ciclo termodinâmico mais frequentemente usado em sistemas elétricos em grande escala. Trata-se de um sistema aquecido externamente, cuja fonte de calor externo muitas vezes é a combustão de carvão ou gás natural, mas que também pode ser a energia nuclear, geotérmica ou solar. Para resumir sua alta relevância no contexto da geração de energia elétrica, basta citar que o ciclo Rankine representa o bloco básico de construção das usinas de potência a vapor (MORAN *et al.*, 2013).

O ciclo Rankine orgânico, também referido pelo acrônimo *ORC* (do inglês *Organic Rankine Cycle*), segue os mesmos princípios de funcionamento do ciclo Rankine tradicional usado na maioria das usinas termelétricas para produzir eletricidade, porém usa uma substância orgânica em vez de água como fluido de trabalho, o que resulta em algumas vantagens de operação, tais como alta eficiência do ciclo, menor quantidade de calor necessária para o processo de vaporização do fluido de trabalho e realização do processo de vaporização do fluido a temperaturas mais baixas (MACAGNAN, 2017).

Dessa forma, o *ORC* tem se mostrado uma tecnologia relevante, pois além de aumentar a eficiência dos processos cuja principal característica é a conversão do calor residual em eletricidade, também pode ser aplicado aos sistemas de geração de energia a

partir de fontes renováveis, tais como os sistemas de energia solar, energia geotérmica, energia da biomassa, entre outros (SANTOS, 2018).

Para o desenvolvimento do presente trabalho, visando sobretudo à simulação e análise termodinâmica (baseada na primeira lei da termodinâmica) de diversas configurações de *ORC* com diferentes fluidos de trabalho, foi escolhido o software *EES* (*Engineering Equation Solver*), que é especialmente voltado à solução de problemas de engenharia na área de ciências térmicas. Seu grande diferencial é seguramente o seu amplo banco de dados, o qual contém sub-rotinas para cálculo de propriedades termodinâmicas de várias substâncias (SILVA *et al*, 2009).

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 Objetivo geral**

Realizar a simulação e a análise termodinâmica de ciclo Rankine orgânico (*ORC*). Para executar esse objetivo, serão conduzidos estudos com o auxílio do software *EES (Engineering Equation Solver)*.

### **2.2 Objetivos específicos**

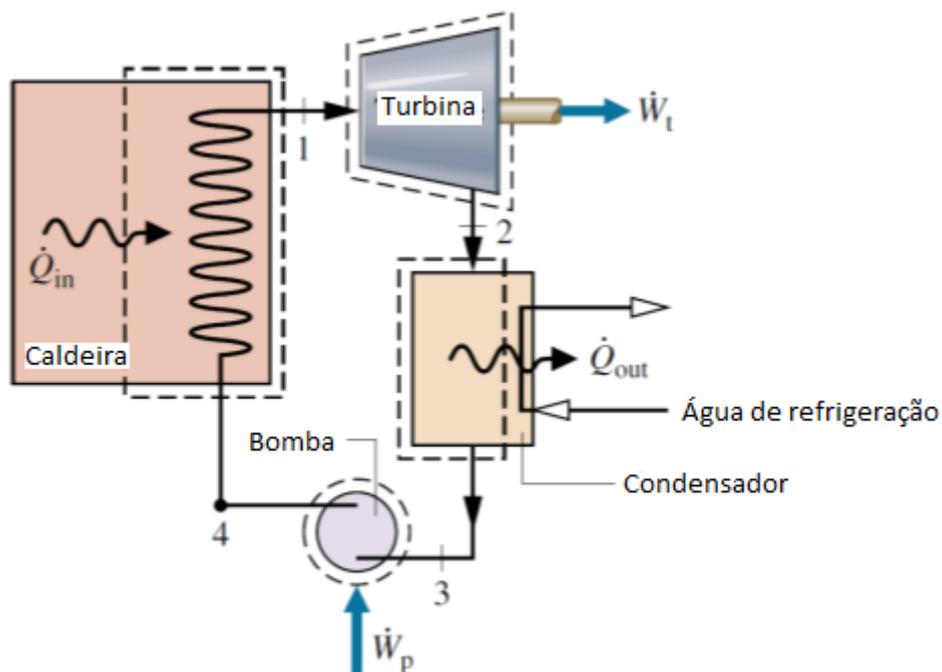
- Realizar simulações da configuração convencional de ciclo para diversos fluidos de trabalho orgânicos, visando verificar os efeitos sobre o desempenho;
- Implementar alterações na configuração de ciclo convencional também visando verificar os efeitos sobre o desempenho. Em particular, além da configuração convencional, serão analisadas também as configurações de ciclo com reaquecimento e regeneração;
- Efetuar a análise termodinâmica, sob a perspectiva energética (isto é, da primeira lei), das diferentes alternativas de ciclo Rankine orgânico consideradas (diferentes fluidos de trabalho e configurações).

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Ciclo Rankine – configuração convencional

O ciclo Rankine é o ciclo termodinâmico apropriado ao uso em usinas de potência a vapor. Em linhas gerais, ele consiste em um sistema que converte energia térmica em trabalho. Sua configuração convencional, mostrada na Figura 1, é composta pelos seguintes equipamentos básicos: turbina, condensador, bomba e caldeira. Segundo Klein e Nellis (2012), o ciclo Rankine pode ser visto como uma modificação do ciclo de Carnot, o qual é isento de irreversibilidades internas e externas. Nesse sentido, os processos de compressão e expansão bifásicos exigidos no ciclo de Carnot são impraticáveis; dessa forma, no ciclo Rankine, busca-se trazer as etapas de compressão e expansão para fora da região abrangida pela curva de equilíbrio líquido-vapor. No ciclo de Carnot também se observa que os processos de compressão na bomba e expansão na turbina são isentrópicos, o que não é verificado no ciclo Rankine real.

**Figura 1:** Configuração convencional do ciclo Rankine.



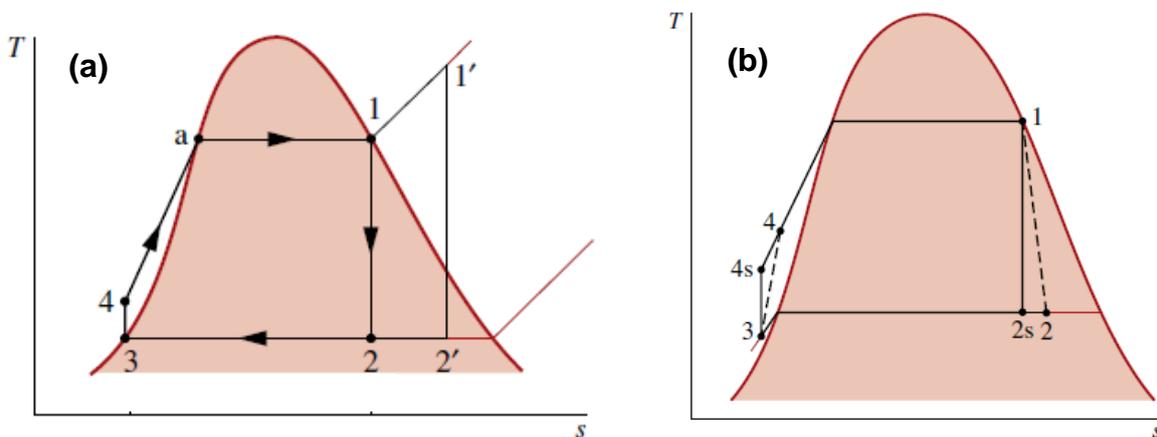
Fonte: adaptada de Moran *et al.* (2013).

Mais especificamente, no ciclo Rankine é proposto o deslocamento do ponto final da condensação para a linha de líquido saturado, de modo que o inconveniente de bolhas presentes na sucção da bomba é evitado. Na prática, a existência de bolhas de vapor no trecho de tubulação que liga o condensador à bomba pode acarretar um

problema de operação conhecido como cavitação, responsável por causar danos ao rotor da bomba. Também no ciclo de Carnot, a expansão na turbina ocorre no interior da região bifásica. Dado que o impacto das gotículas de líquido provoca erosão estrutural sobre as pás da turbina, há a necessidade de assegurar um título maior que 90% na saída desse equipamento, o que pode ser conseguido, por exemplo, por meio do aumento da temperatura (superaquecimento) ou redução da pressão da corrente de vapor saturado que entra na turbina (MORAN *et al.*, 2013).

O ciclo Rankine ideal funciona com compressão e expansão isentrópicas e sem quedas de pressão nos trocadores. No ciclo Rankine real, diferentemente, a expansão e a compressão acontecem mediante aumentos de entropia, não sendo, portanto, processos isentrópicos, e as trocas de calor com correntes externas ocorrem acompanhadas de quedas de pressão no evaporador e condensador (ÇENGEL e BOLES, 2007). Os diagramas  $T-s$  (temperatura vs. entropia) dos ciclos Rankine ideal e real (este último na ausência de quedas de pressão) são mostrados nas Figura 2(a) e (b), respectivamente.

**Figura 2:** Diagramas  $T-s$  do (a) ciclo Rankine convencional ideal e (b) ciclo Rankine convencional real (sem quedas de pressão nos trocadores).



Fonte: Moran *et al.* (2013).

Na Figura 2(a), nota-se que há pelo menos duas possibilidades quanto à corrente de admissão da turbina: vapor saturado (ponto 1) e vapor superaquecido (ponto 1'). Quando essa corrente é vapor saturado, é comum se referir ao equipamento onde ocorre a absorção de calor como caldeira; contudo, se a corrente for vapor superaquecido, o equipamento é geralmente denominado gerador de vapor. Uma terceira possibilidade é o vapor supercrítico, obtido a uma temperatura maior que a temperatura crítica do fluido.

Assumindo que o sistema opera em regime permanente (isto é, que os acúmulos de massa e energia nos equipamentos ao longo do tempo são nulos,  $\frac{dm}{dt} = 0$  e  $\frac{dU}{dt} = 0$ ), a equação geral da primeira lei da termodinâmica (balanço de energia) aplicada a um volume de controle (subscrito  $vc$ ) com apenas uma corrente de entrada e uma corrente de saída (como o são todos os equipamento do ciclo Rankine), designadas pelos subscritos  $e$  e  $s$ , é:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m} \left[ h_e - h_s + \frac{V_e^2 - V_s^2}{2} + g(z_e - z_s) \right] \quad (1)$$

Na Eq. (1), a convenção de sinais é tal que a taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) é positiva quando entra no sistema, ao passo que a taxa de transferência de trabalho ( $\dot{W}$ , também conhecida como potência) é positiva quando sai do sistema. Sendo assim, para os equipamentos básicos que formam o ciclo Rankine, obtém-se de Moran *et al.* (2013):

- Turbina: o vapor, tendo sua temperatura e pressão elevadas, expande-se ao longo da turbina para produzir trabalho. Na ausência de troca de calor com as vizinhanças, os balanços das taxas de massa e energia no regime estacionário para uma superfície de controle no entorno da turbina se reduz a:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2)$$

- Condensador: onde ocorre a transferência de calor do fluido de trabalho para a água de resfriamento (sorvedouro). No regime estacionário, assumindo que não existe trabalho, os balanços das taxas de massa e energia fornecem:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (3)$$

- Bomba: o líquido condensado que deixa o condensador é bombeado para a caldeira a uma pressão mais alta. Considerando um volume de controle no entorno da bomba e assumindo que não haja transferência de calor para as vizinhanças, tem-se:

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (4)$$

Uma vez que o fluido sendo bombeado é o líquido que deixa o condensador (portanto, um fluido incompressível, isto é, cujo volume específico ou massa específica não varia em função da pressão), a seguinte expressão também é válida para a potência consumida na bomba:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = \int_3^4 v dP = v_3(P_4 - P_3) \quad (5)$$

- Caldeira (gerador de vapor): o líquido de alimentação oriundo da bomba é aquecido até a saturação e evapora na caldeira. Assumindo que não existe trabalho, os balanços das taxas de massa e energia fornecem:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad (6)$$

Todos os quatro componentes envolvidos no ciclo Rankine podem ser considerados, efetivamente, como dispositivos com escoamento em regime permanente; assim, todos os quatro processos (absorção de calor, expansão, rejeição de calor e compressão) que formam o ciclo podem ser analisados como processos funcionando em regime estacionário. As variações de energia cinética  $[(V_e^2 - V_s^2)/2]$  e energia potencial do fluido de trabalho  $[g(z_e - z_s)]$  são pequenas em comparação aos termos de transferência de trabalho, transferência de calor e variação de entalpia  $(h_e - h_s)$ , sendo, em geral, desprezíveis (ÇENGEL e BOLES, 2007).

O principal parâmetro usado para quantificar o desempenho do ciclo Rankine é certamente a eficiência térmica ( $\eta$ ), a qual é baseada na primeira lei da termodinâmica e definida como o quociente da taxa de trabalho líquido gerado (diferença entre a potência produzida pela turbina e a potência consumida na bomba) pela taxa de calor consumida:

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} \quad (7)$$

Logo, substituindo as Eqs. (2), (4) e (6) na Eq. (7), obtém-se a eficiência térmica em função das entalpias:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_4 - h_1)} \quad (8)$$

Segundo Çengel e Boles (2007), o ciclo Rankine ideal mais fundamental não envolve nenhuma irreversibilidade interna e consiste nos quatro seguintes processos [ciclo 1-2-3-4-a-1, ver Figura 2(a)]:

- 1–2 → Compressão isentrópica em uma bomba;
- 2–3 → Fornecimento de calor a uma pressão constante em uma caldeira;
- 3–4 → Expansão isentrópica em uma turbina;
- 4–1 → Rejeição de calor a uma pressão constante em um condensador.

Contudo, cabe ressaltar que diversas modificações podem ser implementadas no ciclo Rankine ideal a fim de melhorar seu desempenho. Uma dessas modificações consiste no superaquecimento, durante a absorção de calor no gerador de vapor, da corrente de entrada da turbina, constituindo o ciclo 1'-2-3-4-a-1' na Figura 2(b). Para um ciclo internamente reversível, a área envolvida pelas curvas representativas dos processos no diagrama  $T-s$  corresponde à potência líquida gerada pelo ciclo (ÇENGEL e BOLES, 2007). Logo, por análise da Figura 2(a), verifica-se que a taxa de trabalho produzida no ciclo com reaquecimento é maior que aquela produzida no ciclo sem reaquecimento. Adicionalmente, é possível reduzir a pressão de condensação, o que, em contrapartida, implicaria a necessidade de um sorvedouro de calor externo sob temperatura mais baixa no condensador. Outras alterações comuns são o reaquecimento e a regeneração (via aquecedores de água de alimentação abertos ou fechados), ambas realizadas quando a expansão ocorre em uma turbina com dois ou mais estágios (MORAN *et al.*, 2013).

No ciclo Rankine real, tanto a turbina como a bomba não funcionarão idealmente (isto é, sem aumento de entropia entre a sucção e a descarga), mas sim na presença de perdas (causadas principalmente por atrito), as quais são quantificadas indiretamente pelas eficiências isentrópicas da turbina ( $\eta_{s,t}$ ) e da bomba ( $\eta_{p,t}$ ), cujas definições são:

$$\eta_{s,t} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{s,t}} \quad (9)$$

$$\eta_{s,t} = \frac{\dot{W}_{s,p}}{\dot{W}_p} \quad (10)$$

Nas Eqs. (9) e (10), nota-se que as eficiências isentrópicas são definidas de maneira oposta para a turbina e a bomba, haja vista que a primeira produz potência, ao passo que a segunda consome. Nessas definições,  $\dot{W}_t$  e  $\dot{W}_p$  são a potência real produzida pela turbina e a potência real consumida na bomba, respectivamente, computadas por meio das Eqs. (1) e (4). Já  $\dot{W}_{s,t}$  e  $\dot{W}_{s,p}$  são a potência produzida pela turbina operando na condição isentrópica e a potência consumida na bomba também operando na condição isentrópica, respectivamente. Sendo assim,  $\dot{W}_{s,t}$  e  $\dot{W}_{s,p}$  são calculadas a partir das entalpias das correntes de saída na situação em que as máquinas funcionam sob entropia constante ( $h_{2s}$  e  $h_{4s}$ ), de acordo com as seguintes expressões:

$$\dot{W}_{s,t} = h_1 - h_{2s} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{s,p} = h_{4s} - h_3 \quad (12)$$

A entalpia  $h_{2s}$  é obtida quando se assume que a turbina opera na ausência de variação de entropia, isto é,  $s_2 = s_1$ . Similarmente, a entalpia  $h_{4s}$  também é computada quando se considera que não há variação de entropia na bomba, ou seja,  $s_4 = s_3$ .

## 3.2 Ciclo Rankine – configurações alternativas

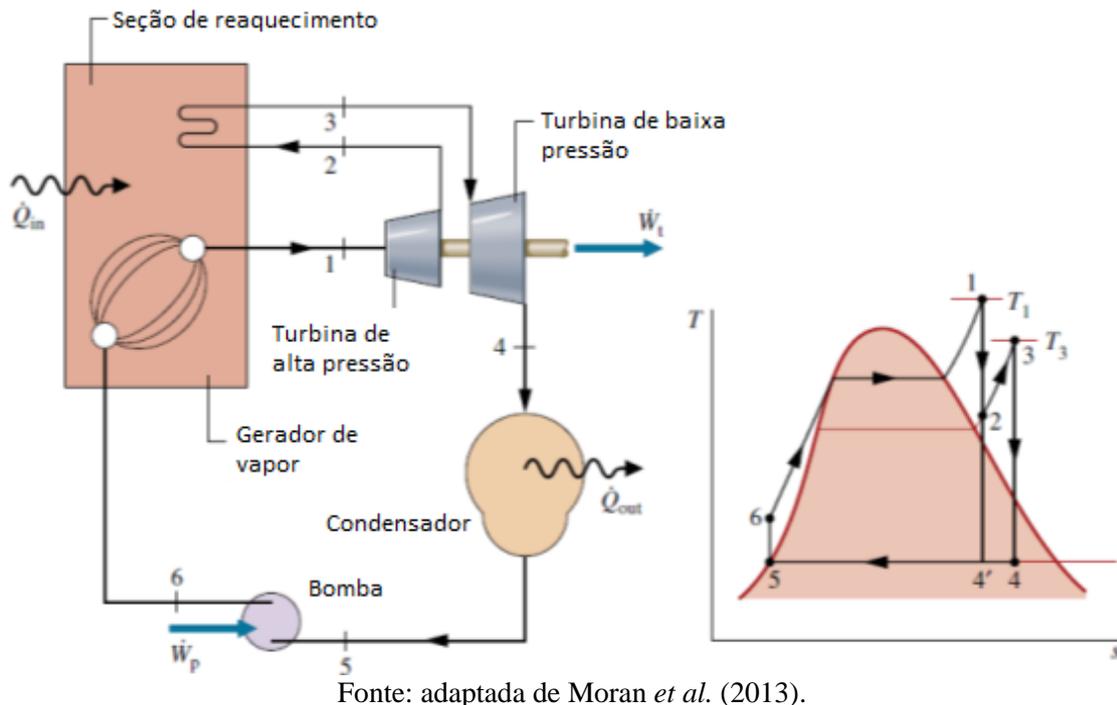
### 3.2.1 Reaquecimento

A configuração do ciclo Rankine com reaquecimento inclui, necessariamente, uma turbina de dois ou mais estágios, os quais geralmente estão interligados pelo mesmo eixo. Na Figura 3, mostra-se o esquema com reaquecimento contendo uma turbina de dois estágios: o primeiro operando sob alta pressão e o segundo, sob baixa pressão.

Conforme pode ser visto na Figura 3, a descarga do primeiro estágio da turbina, a uma pressão intermediária entre as pressões no gerador de vapor e no condensador, passa por uma seção de reaquecimento no próprio gerador de vapor e tem sua temperatura aumentada, sendo, já em seguida, aspirada pelo segundo estágio da turbina. O resultado dessa modificação no ciclo Rankine convencional é a melhoria do desempenho do sistema, o que é evidenciado graficamente pelo fato de a área abrangida pelas curvas que representam os processos no diagrama  $T-s$  (equivalente à potência líquida produzida no sistema ideal, cujos processos são todos internamente reversíveis)

ser maior no ciclo Rankine com reaquecimento (área 1-2-3-4-5-6-1 com reaquecimento vs. área 1-4'-3-5-1 sem reaquecimento, ver Figura 3) (MORAN *et al.*, 2013).

**Figura 3:** Configuração e diagrama  $T-s$  do ciclo Rankine ideal com reaquecimento.



Vale destacar que, na configuração com reaquecimento, a corrente de descarga final da turbina é trazida para mais próximo da linha de vapor saturado (ponto 4 no diagrama  $T-s$  da Figura 3), diferentemente do que se observa na configuração convencional (em que a descarga final da turbina é o ponto 4'). Ademais, para definir a eficiência térmica da configuração com reaquecimento ( $\eta_{reh}$ , em que o subscrito *reh* designa *reheating*), é obrigatório ter em conta as taxas de trabalho produzido nos dois estágios da turbina e também as taxas de calor cedido no gerador de vapor às correntes de sucção de ambos os estágios, além da taxa de trabalho requerido na bomba (MORAN *et al.*, 2013). Portanto, obtém-se a seguinte expressão:

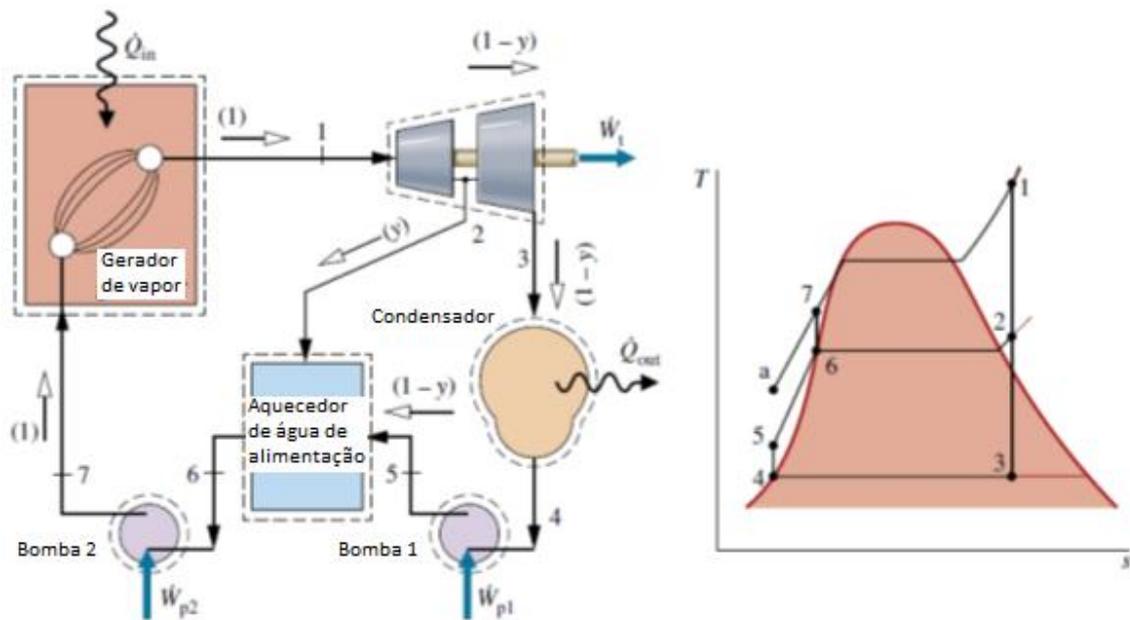
$$\eta_{reh} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \quad (13)$$

### 3.2.2 Regeneração

A configuração do ciclo Rankine com regeneração também deve conter uma turbina com dois ou mais estágios. Nessa configuração, parte da corrente de descarga do primeiro estágio (a uma pressão intermediária entre a sucção do primeiro estágio e a

descarga do segundo) é utilizada para pré-aquecer a corrente de água de alimentação da caldeira, o que pode ocorrer em um aquecedor regenerativo aberto (de contato direto) ou fechado (de contato indireto, geralmente um trocador de calor de casco e tubos). Na Figura 4 é apresentado o esquema com reaquecimento via aquecedor aberto, contendo uma turbina de duplo estágio e duas bombas, com o aquecedor localizado entre as bombas. A pressão da corrente de descarga do primeiro estágio da turbina é tomada como igual à pressão de descarga da primeira bomba (MORAN *et al.*, 2013).

**Figura 4:** Configuração e diagrama  $T-s$  do ciclo Rankine ideal com regeneração via aquecedor de água de alimentação aberto.



Fonte: adaptada de Moran *et al.* (2013).

O resultado da regeneração com aquecedor de água de alimentação aberto é, analogamente ao reaquecimento, a melhoria do desempenho do sistema. Isso é comprovado graficamente, no diagrama  $T-s$  da Figura 4, pela redução da taxa de calor requerido no gerador de vapor, a qual equivale à área sob a curva 7-1 no ciclo com regeneração (menor área) e à área sob a curva a-7-1 no ciclo sem regeneração (maior área). Apesar disso, nota-se que a área envolvida pelas curvas representativas dos processos do ciclo com regeneração (área 1-2-3-4-5-6-7-1, equivalente à potência líquida gerada) é ligeiramente menor que a do ciclo sem regeneração (área 1-3-4-a-1).

Em regime estacionário, o balanço da taxa de massa para a turbina como volume de controle (também válido para o aquecedor de água aberto) fornece:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (14)$$

Dividindo ambos os membros da Eq. (14) por  $\dot{m}_1$ , obtém-se uma relação envolvendo a razão entre as vazões mássica desviada ( $\dot{m}_2$ , denominada vazão de sangria, que pode também ser destinada, em parte, para suprir demandas de processo) e a vazão mássica total ( $\dot{m}_1$ ), referida por  $y$  ( $\dot{m}_2/\dot{m}_1$ ):

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = 1 - y \quad (15)$$

Desprezando os termos das energias cinética e potencial, o balanço da taxa de energia para o aquecedor de água de alimentação aberto, operando adiabaticamente e em regime estacionário, reduz-se a (tendo em vista que  $\dot{m}_5 = \dot{m}_3$  e  $\dot{m}_6 = \dot{m}_1$ ):

$$\dot{m}_1 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_5 \quad (16)$$

Logo, dividindo ambos os membros da Eq. (16) por  $\dot{m}_1$  e combinando o resultado com a Eq. (15), chega-se ao seguinte:

$$y = \frac{(h_6 - h_5)}{(h_2 - h_5)} \quad (17)$$

A eficiência térmica da configuração com regeneração ( $\eta_{reg}$ ) deve incluir as taxas de trabalho produzido nos dois estágios da turbina e as taxas de trabalho consumido nas duas bombas, além da taxa de calor absorvido no gerador de vapor (MORAN *et al.*, 2013). Sendo assim, sua expressão é:

$$\eta_{reg} = \frac{(h_1 - h_2) + (1 - y)(h_3 - h_4) - (1 - y)(h_5 - h_4) - (h_7 - h_6)}{(h_1 - h_7)} \quad (18)$$

### 3.3 Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

Segundo Bronicki (2016), o desenvolvimento do ciclo Rankine orgânico (ORC) começou na década de 1850 e seguiu o desenvolvimento dos motores a vapor. Apesar da previsão de Carnot em usar outros fluidos além de água, demorou até meados do século XX para, por meio da análise termodinâmica, aproveitar a flexibilidade inerente ao ORC com o objetivo de otimizar o uso de fontes de calor de baixa qualidade.

Os componentes da planta e as configurações adotadas no ORC diferem consideravelmente das soluções usadas em grandes ciclos a vapor devido à natureza diferente do fluido de trabalho e ao tipo de fonte de calor. Os ORCs raramente são

alimentados por combustíveis fósseis, geralmente trabalham em temperaturas relativamente baixas e são adequados para a exploração de pequenas potências térmicas disponíveis. A possibilidade de escolher um fluido de trabalho adequado permite aumentar a eficiência do ciclo e simplifica o projeto dos principais componentes (ASTOLFI, 2016).

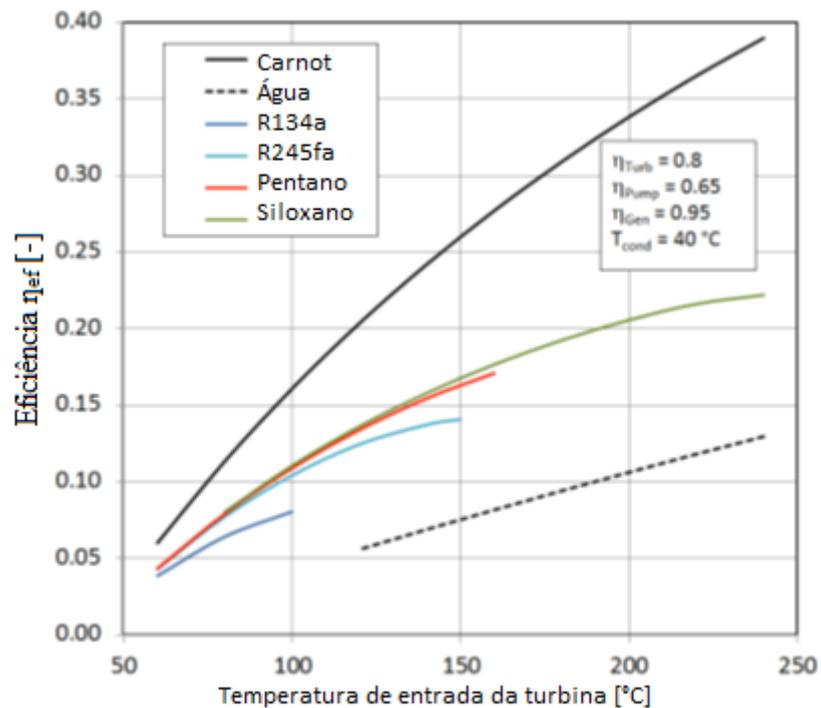
O ciclo Rankine a vapor d'água é adequado para temperaturas de entrada da turbina acima de 350 °C. Em temperaturas mais baixas, a eficiência diminui significativamente e o risco de erosão das pás da turbina devido à presença de gotículas de líquido na aspiração aumenta, haja vista que a expansão entra profundamente na região de vapor úmido (mistura bifásica de líquido e vapor em equilíbrio de fases). Ao diminuir a pressão de entrada da turbina, a qualidade do vapor (também denominada título) no final da expansão na turbina pode ser aumentada. No entanto, ainda pode existir vapor úmido e a eficiência térmica tende a diminuir ainda mais (RETTIG *et al.*, 2011).

O *ORC* trabalha com a vaporização de um fluido orgânico, caracterizado por uma massa molecular maior que a da água, o que conduz a uma menor rotação da turbina e pressões mais baixas, além de apresentar menor erosão nas partes metálicas e nas pás da turbina. A fonte quente aquece um fluido térmico até uma temperatura tipicamente entre 100 e 300 °C, em um circuito fechado. Em seguida, o fluido expande em uma turbina, produzindo energia mecânica e posteriormente energia elétrica em um gerador (MACAGNAM, 2017).

Segundo Tartièrre e Astolfi (2017), a possibilidade de selecionar o melhor fluido de trabalho orgânico, a depender da fonte de calor disponível e do tamanho da planta, resulta em múltiplas vantagens do *ORC*, tais como turbomáquinas mais eficientes, vácuo limitado no condensador e melhor desempenho em comparação aos ciclos Rankine a vapor d'água e ciclos de potência a gás, especialmente para fontes de calor a temperaturas inferiores a 400 °C e sistemas com potência inferior a 20 MW.

Os fluidos de trabalho de um *ORC* podem ser selecionados de uma longa lista de candidatos, incluindo hidrocarbonetos, hidrofluorcarbonetos, siloxanos e misturas desses componentes. Essas características distintas tornam o *ORC* a opção mais atrativa para fontes de calor não convencionais, tais como salmoura geotérmica quente, energia térmica oriunda da combustão de biomassa, calor residual recuperado em processos industriais e energia termo-solar (TARTIÈRE e ASTOLFI, 2017).

**Figura 5:** Perfis de eficiência de um *ORC* operando com vários fluidos de trabalho.

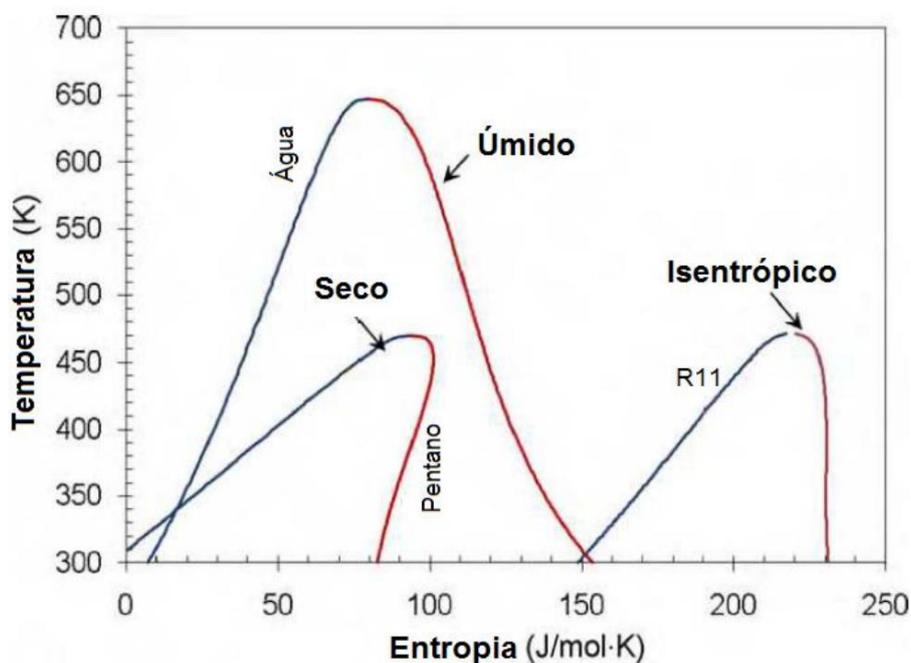


Fonte: adaptada de Rettig *et al.* (2011).

### 3.3.1 Fluidos de trabalho comuns no ORC

Os fluidos de trabalho orgânicos utilizados em um *ORC* podem ser classificados de acordo com o critério da inclinação ou declividade da curva de vapor saturado, definido pela derivada  $\frac{dT}{ds}$  no diagrama *T-s*. Nesse sentido, há três tipos de fluido, a saber, úmido, seco e isentrópico. Para o fluido seco, a inclinação da curva de vapor saturado é negativa, ou seja,  $\frac{dT}{ds} < 0$ ; no caso do fluido úmido, a referida inclinação é positiva, isto é,  $\frac{dT}{ds} > 0$ ; já no caso do fluido isentrópico, a curva de vapor saturado se aproxima de uma reta vertical, de modo que  $\frac{dT}{ds} \rightarrow \infty$ , isto é, sua entropia é quase constante (CHEN *et al.*, 2010).

**Figura 6:** Tipos de fluido de trabalho orgânico usados em ORC.



Fonte: adaptada de Chen *et al.* (2010).

Desde que a corrente de saída da caldeira seja vapor superaquecido (e não vapor supercrítico), os fluidos secos e isentrópicos são preferíveis, já que o processo de expansão com qualquer um dos dois não passa pela região bifásica e, portanto, não se verifica vapor úmido na turbina, evitando avarias no equipamento. No caso do fluido seco, em particular, o vapor de exaustão da turbina certamente apresentará um grau de superaquecimento considerável, o qual pode ser recuperado para aquecer o líquido que deixa o condensador, o que constituiria um ciclo regenerativo (ver Figura 4) (MORAN *et al.*, 2013). Por outro lado, o uso de um fluido seco restringe a pressão de descarga da turbina, que não pode ser tão baixa a ponto de cair no interior da região bifásica, contribuindo para diminuir a eficiência do ORC (CHEN *et al.*, 2010).

Diversos critérios são considerados na seleção do fluido de trabalho mais adequado para um ORC. Entre eles, destacam-se os seguintes (fora de qualquer ordem de importância): segurança de processo (inflamabilidade e toxicidade), impacto ambiental, propriedades termodinâmicas, custo, estabilidade térmica e compatibilidade com materiais construtivos (TARTIÈRE e ASTOLFI, 2017). Em particular, o critério ambiental é frequentemente traduzido pelo *GWP* (*Global Warming Potential*) e *ODP* (*Ozone Depletion Potential*), que indicam os potenciais de intensificação do efeito

estufa e de depleção da camada de ozônio devidos a um fluido, respectivamente. A Tabela 1 apresenta alguns exemplos de fluidos candidatos ao uso no *ORC*.

**Tabela 1:** Exemplos de fluidos orgânicos usados em *ORC* mais água e amônia.

Fluido de trabalho	Tipo	<i>GWP</i>	<i>ODP</i>	$T_c$ (°C)	$P_c$ (kPa)
R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano)	Isentrópico	1.430	0	101	4.059
R600 (n-butano)	Isentrópico	~20	0	152	3.796
R245fa (pentafluoropropano)	Isentrópico	9.810	0	154	3.651
R290 (propano)	Seco	3	0	97	4.250
R600a (isobutano)	Seco	~20	0	135	3.647
R601 (n-pentano)	Seco	0,1	0	197	3.364
Isopropanol	Úmido	0	0	235	4.796
R718 (água)	Úmido	0	0	374	22.064
R717 (amônia)	Úmido	0	0	132	11.330

Fonte: dados extraídos de Silva (2013) e Reis (2018).

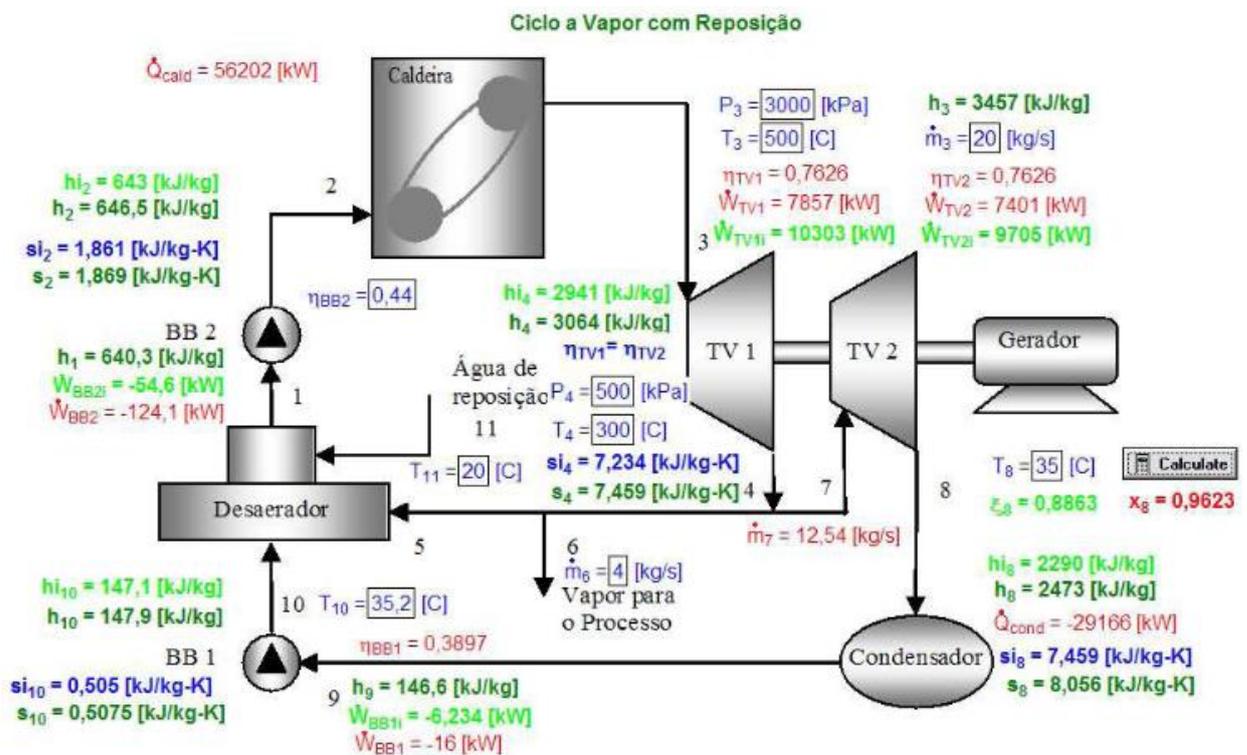
### 3.4 Engineering Equation Solver (EES)

Desenvolvido pela *F-Chart Software*, o software *Engineering Equation Solver* (designado pelo acrônimo *EES*, com sonoridade em inglês que remete à palavra “easy”, cuja tradução é “fácil”) tem como funções básicas resolver conjuntos de equações algébricas, incluindo equações não lineares, equações diferenciais e equações com variáveis complexas. O programa também oferece ferramentas para executar otimizações, obter regressões lineares e não lineares, gerar gráficos de alta qualidade para publicações, simplificar análises de incertezas e construir animações (PEREIRA, 2013). Além disso, o *EES* dispõe de um amplo banco de sub-rotinas para o cálculo de propriedades de um número bastante grande de substâncias puras usadas em sistemas térmicos (KLEIN e NELLIS, 2012).

A programação no *EES* pode ser realizada simultaneamente à construção de uma interface gráfica amigável, a qual pode conter o diagrama esquemático ou mesmo uma foto do(s) equipamento(s) em análise. Nessa interface poderão estar convenientemente localizadas as principais variáveis de entrada e de saída do sistema, cujos valores são atualizados na tela a cada vez que o programa é executado (SILVA, *et al.*, 2009). Um exemplo de diagrama esquemático elaborado em ambiente *EES* para um sistema de potência a vapor com turbina de duplo estágio e desaerador é apresentado na Figura 7.

Todos os recursos mencionados são oferecidos no *EES* de maneira intuitiva e simples, de forma que não é necessário um estudo aprofundado de sua lógica de programação e modo de funcionamento para uma primeira utilização (SILVA, *et al.*, 2009). Nesse sentido, cabe ressaltar que as equações que compõem o modelo do sistema que precisa ser simulado podem ser digitadas em qualquer ordem e da forma que for mais conveniente para o usuário, o que facilita significativamente a programação no *EES*, já que o próprio *software* ordena as equações automaticamente (KLEIN e NELLIS, 2012).

**Figura 7:** Exemplo de diagrama esquemático construído em ambiente *EES*.



Fonte: Silva et al., (2009).

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Elaboração dos códigos em *EES*

Para simular as configurações de *ORC* que são alvos de estudo no presente trabalho, as equações dos balanços de massa e energia dos equipamentos e demais relações (especificações dos sistemas, propriedades termodinâmicas e eficiências térmicas) foram implementadas nos códigos desenvolvidos em *EES*. Essas equações foram digitadas da maneira que pareceu ser a mais conveniente e organizada na *Equations Window* do *EES*, haja vista que, conforme já mencionado, a disposição das equações no código é irrelevante devido ao recurso de ordenação automática do software.

#### 4.1.1 Premissas para simulação

As simulações foram realizadas com o software *EES* a partir da aplicação da primeira lei da termodinâmica aos diversos componentes do *ORC* e demais relações. Além disso, assumiu-se o *ORC* como um sistema ideal, com eficiência isentrópica de 100% da turbina e no qual não são verificadas perdas de pressão e energia nas diversas tubulações. Ademais, o regime de funcionamento adotado para o sistema foi o regime permanente (PUCCIARELLI, 2018).

Para a simulação do ciclo Rankine convencional, partindo do ponto 1 (Figura 8) são necessários valores pré-determinados das pressões na saída da caldeira e na saída da turbina (ponto 2) a fim de que seja possível determinar o rendimento em função da variação da temperatura de saída da caldeira.

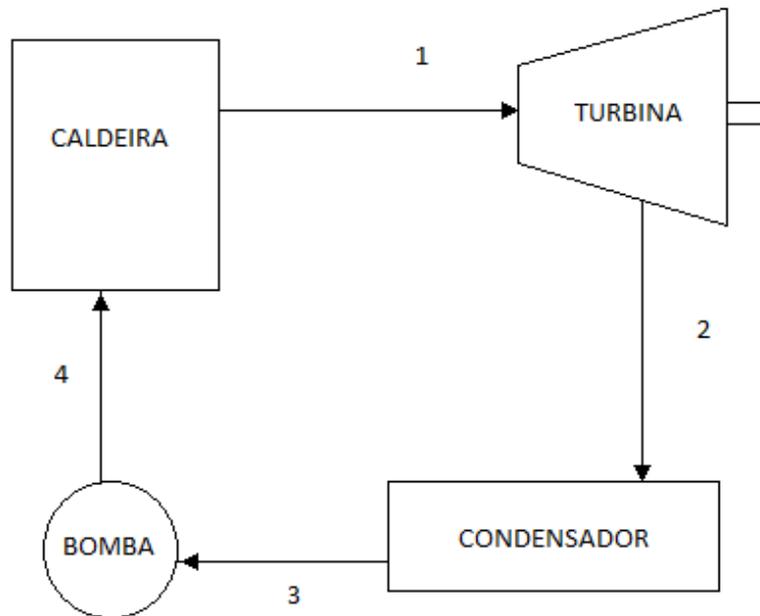
Para o ciclo Rankine com reaquecimento, além dos valores de temperatura e pressão no ponto 1 (Figura 9), são requeridas as pressões na saída da turbina de alta pressão e na saída da turbina de baixa pressão (pontos 2 e 4).

Já para o ciclo Rankine com regeneração, são exigidos os valores de pressão e temperatura no ponto 1 (Figura 10), além, novamente, das pressões na saída da turbina de alta pressão e na saída da turbina de baixa pressão (pontos 2 e 3).

#### 4.1.2 Ciclo Rankine convencional

Visando à simulação no ciclo Rankine convencional, foi utilizado o algoritmo descrito em Pucciarelli (2019a) para facilitar a obtenção dos resultados. O código desenvolvido no EES é apresentado logo depois da Figura 8, cujos pontos foram considerados como pontos de referência.

**Figura 8:** Ciclo Rankine convencional.



Fonte: Autor (2020).

*{Ponto 1 – Saída da Caldeira}*

$P1 = P_{caldeira}$ ; {Pressão na saída da caldeira}

$T1 = T_{caldeira}$ ; {Temperatura na saída da caldeira}

$h1 = ENTHALPY(Water;T=T1;P=P1)$

$s1 = ENTROPY(Water;T=T1;P=P1)$

*{Ponto 2 – Saída da Turbina}*

$P2 = P_{turbina}$ ; {Pressão na saída da turbina}

$s2 = s1$ ;

$sl2 = ENTROPY(Water;x=0;P=P2)$

$sv2 = ENTROPY(Water;x=1;P=P2)$

$slv2 = sv2 - sl2$ ;

$x2 = (s2 - sl2) / slv2$ ;

$hl2 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P2)$

$hv2 = ENTHALPY(Water;x=1;P=P2)$

$hlv2 = hv2 - hl2$ ;

$h2 = hl2 + (x2 * hlv2)$ ;

*{Ponto 3 – Saída do Condensador}*

$P3 = P_{turbina}$  {Pressão na saída da turbina}

$x3 = 0$ ;

$h3 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P3)$

$$v3 = 1/DENSITY(Water;x=0;P=P3)$$

$$s3 = ENTROPY(Water;x=0;P=P3)$$

{Ponto 4 – Saída da Bomba}

$$P4 = Pcaldeira;$$

$$wbomba = v3*(P4-P3);$$

$$h4 = wbomba+h3;$$

{Calores e Trabalhos}

$$qcaldeira = h1 - h4;$$

$$wturbina = h1 - h2;$$

$$wliquido = wturbina - wbomba;$$

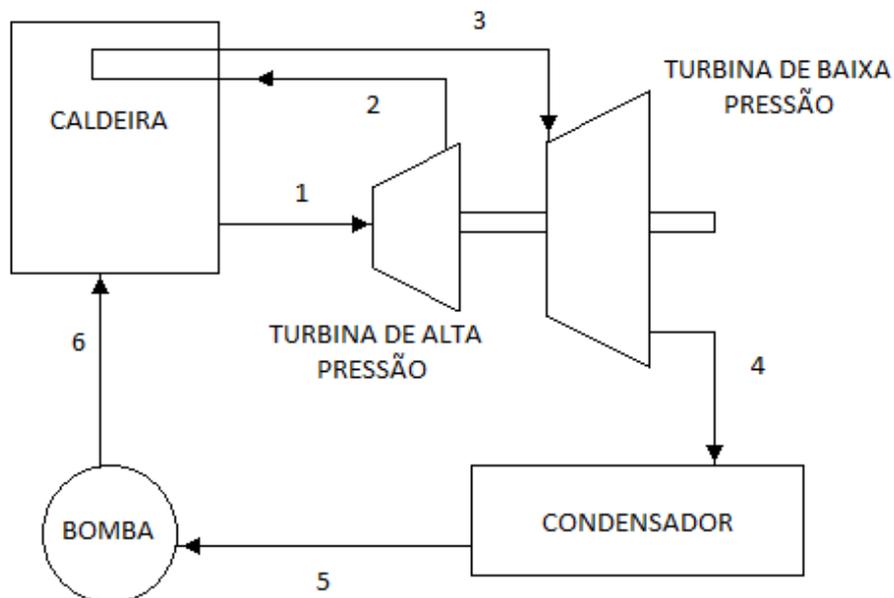
{Eficiência}

$$N = wliquido/qcaldeira$$

### 4.1.3 Ciclo Rankine com reaquecimento

O algoritmo apresentado em Pucciarelli (2020) foi utilizado para o ciclo Rankine com reaquecimento. Considerou-se os pontos indicados na Figura 9 como pontos de referência. Logo após a Figura 9, novamente utilizando a água como fluido de trabalho, é apresentado o código desenvolvido em EES.

**Figura 9:** Ciclo Rankine com reaquecimento.



Fonte: Autor (2020).

{Ponto 1 - Primeira Saída da Caldeira}

$$P1 = Pcaldeira \text{ {Pressão na saída da caldeira}}$$

$$T1 = Tcaldeira \text{ {Temperatura na saída da caldeira}}$$

$$h1 = ENTHALPY(Water;T=T1;P=P1)$$

$$s1 = ENTROPY(Water;T=T1;P=P1)$$

*{Ponto 2 - Saída da Turbina de Alta Pressão}*

$P2 = P_{turbina1}$  *{Pressão na saída da turbina de alta pressão}*

$s2 = s1;$

$sl2 = ENTROPY(Water;x=0;P=P2)$

$sv2 = ENTROPY(Water;x=1;P=P2)$

$slv2 = sv2-sl2;$

$x2 = (s2-sl2)/slv2;$

$hl2 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P2)$

$hv2 = ENTHALPY(Water;x=1;P=P2)$

$hlv2 = hv2-hl2;$

$h2 = hl2+(x2*hlv2)$

*{Ponto 3 - Segunda Saída da Caldeira}*

$P3 = P2$

$T3=T1$

$h3 = ENTHALPY(Water;T=T3;P=P3)$

$s3 = ENTROPY(Water;T=T3;P=P3)$

*{Ponto 4 – Saída da Turbina de Baixa Pressão}*

$P4 = P_{turbina2}$  *{Pressão na saída da turbina de baixa pressão}*

$s4 = s3$

$sl4 = ENTROPY(Water;x=0;P=P4)$

$sv4 = ENTROPY(Water;x=1;P=P4)$

$slv4 = sv4-sl4;$

$x4 = (s4-sl4)/slv4;$

$hl4 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P4)$

$hv4 = ENTHALPY(Water;x=1;P=P4)$

$hlv4 = hv4-hl4;$

$h4 = hl4+(x4*hlv4)$

*{Ponto 5 - Saída do Condensador}*

$P5 = P4;$

$x5 = 0;$

$h5 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P5)$

$v5 = VOLUME(Water;x=0;P=P5)$

*{Ponto 6 - Saída da Bomba}*

$P6 = P1$

$wbomba = v5*(P6-P5)$

$h6 = wbomba+h5;$

*{Calores e Trabalhos}*

$qcaldeira = (h1-h6)+(h3-h2);$

$wturbina = (h1-h2)+(h3-h4)$

$wliquido = wturbina-wbomba;$

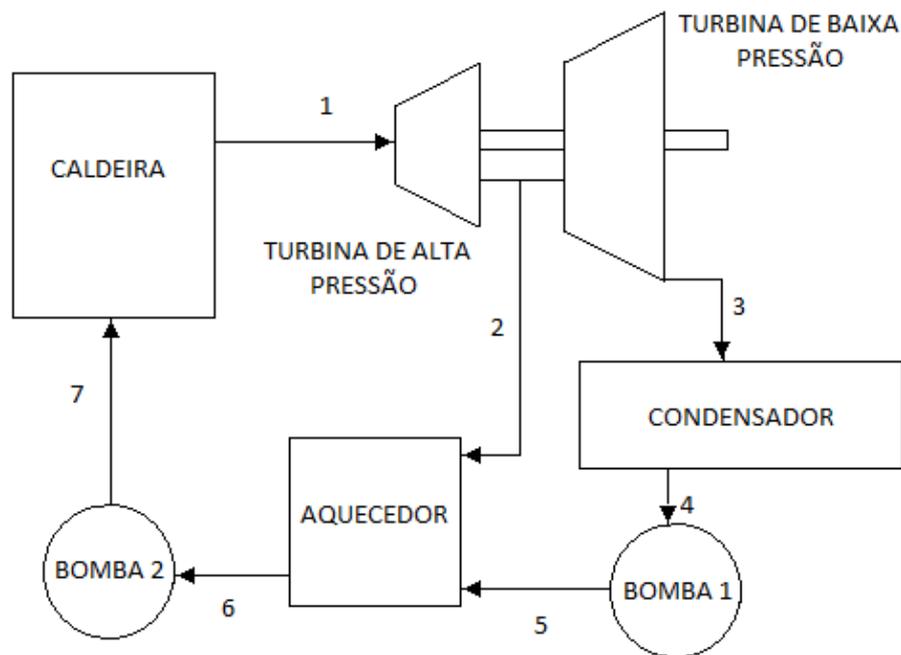
*{Eficiência}*

$N = wliquido/qcaldeira$

#### 4.1.4 Ciclo Rankine com regeneração

Um terceiro algoritmo foi implementado, dessa vez para um ciclo Rankine com regeneração, a partir do algoritmo apresentado por Pucciarelli (2019b), tendo como base os algoritmos anteriores (para os ciclos convencional e com reaquecimento). Os pontos tomados como referência foram aqueles da Figura 10. Usando a água como exemplo de fluido de trabalho, o código elaborado em EES é apresentado logo abaixo da Figura 10.

**Figura 10:** Ciclo Rankine com regeneração.



Fonte: Autor (2020).

{Ponto 1 - Saída da Caldeira}

$P1 = P_{caldeira}$  {Pressão na saída da caldeira}

$T1 = T_{caldeira}$  {Temperatura na saída da caldeira}

$h1 = ENTHALPY(Water; T=T1; P=P1)$

$s1 = ENTROPY(Water; T=T1; P=P1)$

{Ponto 2 - Primeira Saída da Turbina}

$P2 = P_{turbina1}$  {Pressão na saída da turbina de alta pressão}

$s2 = s1$

$sl2 = ENTROPY(Water; x=0; P=P2)$

$sv2 = ENTROPY(Water; x=1; P=P2)$

$slv2 = sv2 - sl2;$

$x2 = (s2 - sl2)/slv2;$

$hl2 = ENTHALPY(Water; x=0; P=P2)$

$hv2 = ENTHALPY(Water; x=1; P=P2)$

$hlv2 = hv2 - hl2;$

$h2 = hl2 + (x2*hlv2);$

{Ponto 3 - Segunda Saída da Turbina}

$P3 = P_{turbina2}$  {Pressão na saída da turbina de baixa pressão}  
 $s3 = s1$   
 $sl3 = ENTROPY(Water;x=0;P=P3)$   
 $sv3 = ENTROPY(Water;x=1;P=P3)$   
 $slv3 = sv3 - sl3;$   
 $x3 = (s3 - sl3)/slv3;$   
 $hl3 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P3)$   
 $hv3 = ENTHALPY(Water;x=1;P=P3)$   
 $hlv3 = hv3 - hl3;$   
 $h3 = hl3 + (x3*hlv3);$

{Ponto 4 – Saída do Condensador}  
 $P4 = P3$   
 $x4 = 0$   
 $h4 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P4)$   
 $v4 = VOLUME(Water;x=0;P=P4)$

{Ponto 5 - Saída da Bomba 1}  
 $P5 = P2$   
 $wbomba1 = v4*(P5-P4);$   
 $h5 = wbomba1 + h4;$

{Ponto 6 - Saída do Aquecedor}  
 $P6 = P5$   
 $x6 = 0$   
 $h6 = ENTHALPY(Water;x=0;P=P6)$   
 $v6 = VOLUME(Water;x=0;P=P6)$

{Ponto 7 - Saída da Bomba 2}  
 $P7 = P1$   
 $wbomba2 = v6*(P7 - P6)$   
 $h7 = wbomba2 + h6;$

{Fração mássica}  
 $y*h2 + (1 - y)*h5 = h6$

{Calores e trabalhos}  
 $qcaldeira = h1 - h7;$   
 $w_{turbina} = y*(h1 - h2) + (1 - y)*(h1 - h3)$   
 $w_{liquido} = w_{turbina} - (1-y)*wbomba1 - wbomba2;$

{Eficiência}  
 $N = w_{liquido}/qcaldeira$

### 4.3 Seleção dos fluidos de trabalho orgânicos para uso no ORC

A escolha do fluido é um dos principais fatores para viabilizar um bom rendimento (eficiência térmica) de um ORC. Entre outros critérios, tal escolha dependerá da fonte de calor disponível para abastecer o sistema com energia térmica. Nesse sentido, para temperaturas inferiores a 300 °C, o ORC apresenta vantagens consideráveis em relação ao tradicional ciclo a vapor d'água (BARROS, 2014).

No presente trabalho foram selecionados fluidos com o intuito de abranger as diferentes características observadas na curva de vapor saturado (Figura 6), isto é, fluidos secos, úmidos e isentrópicos. Utilizando a Tabela 1 como guia, foram escolhidos os fluidos de trabalho com ênfase em refrigerantes hidrocarbonetos como o n-pentano, isobutano e n-hexano (todos fluidos secos), considerando também como restrição para tais escolhas a existência das substâncias no banco de dados do EES. Portanto, os fluidos selecionados foram as seguintes: n-pentano, isobutano, propano, n-butano, n-hexano, amônia e água.

#### **4.4 Determinação das propriedades termodinâmicas de interesse**

As simulações foram feitas com base em valores das propriedades obtidos por meio das sub-rotinas do *EES*. Para se determinar valores da entropia e entalpia em um determinado ponto, por exemplo, faz-se necessário o conhecimento de duas propriedades termodinâmicas independentes do fluido de trabalho no ponto em questão, tais como a temperatura e a pressão.

Com o objetivo de estudar o efeito da variação da temperatura de saída da caldeira sobre os desempenhos das configurações de ciclo funcionando com os fluidos orgânicos selecionados, estabeleceu-se valores de pressão para as simulações. Sabe-se que *ORCs* geralmente operam a pressões abaixo de 20 bar (DARVISH *et al.*, 2015). Sendo assim, foi escolhida uma pressão de operação na saída da caldeira de 1500 kPa. Os valores das pressões nas saídas das turbinas foram definidos segundo exemplos propostos por Klein e Nellis (2012), sendo escolhidas as pressões de 150 kPa na saída da turbina de alta pressão e de 15 kPa na saída da turbina de baixa pressão.

O intervalo da temperatura de saída da caldeira ficou restrito às faixas de validade das sub-rotinas disponíveis no *EES*, as quais, para a maioria dos fluidos orgânicos testados, estão limitadas ao entorno de 300 °C. Uma exceção é a água, cujas equações são válidas em um intervalo mais extenso; contudo, a temperatura máxima do sistema foi limitada a 500 °C para não causar uma grande distorção nos perfis da eficiência térmica.

## 5 RESULTADOS

Uma vez executadas as simulações para as diferentes configurações de *ORC*, foram obtidos os resultados apresentados a seguir (na forma de tabelas e gráficos) para as eficiências térmicas (rendimentos) associadas aos fluidos de trabalho ao longo da faixa proposta para a temperatura de saída da caldeira.

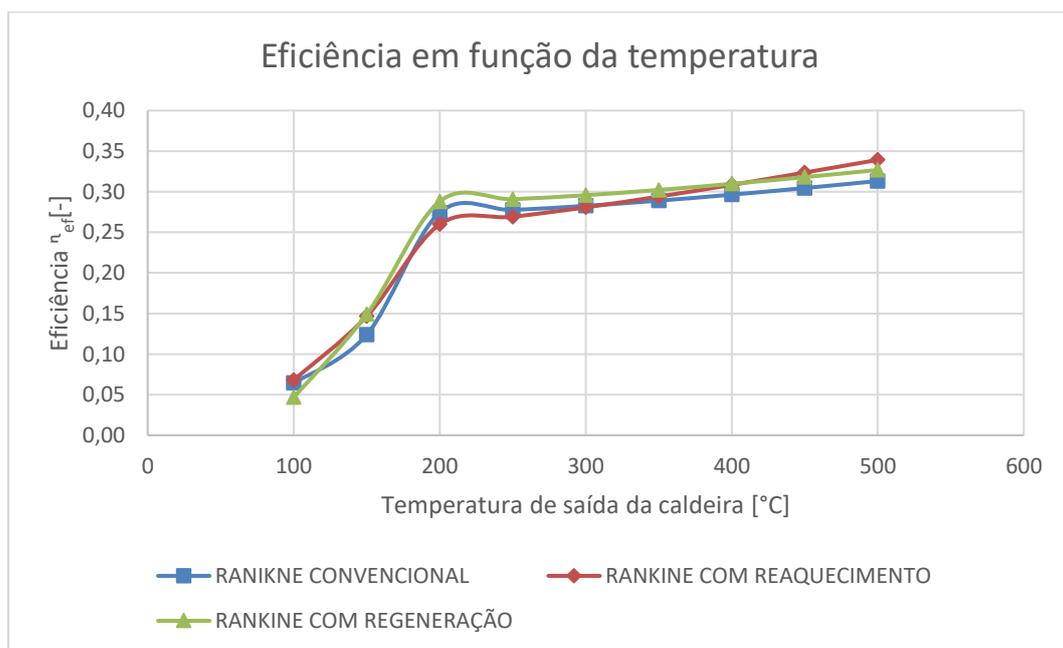
### 5.1 Água

**Tabela 2:** Eficiências térmicas com água como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
100	0,0646	0,06823	0,0468
150	0,1239	0,1465	0,1489
200	0,2743	0,2598	0,2880
250	0,2775	0,2691	0,2908
300	0,2826	0,2807	0,2957
350	0,2890	0,2940	0,3022
400	0,2964	0,3084	0,3097
450	0,3045	0,3236	0,3180
500	0,3132	0,3392	0,3268

Fonte: Autor (2020).

**Figura 11:** Perfis da eficiência térmica com água como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

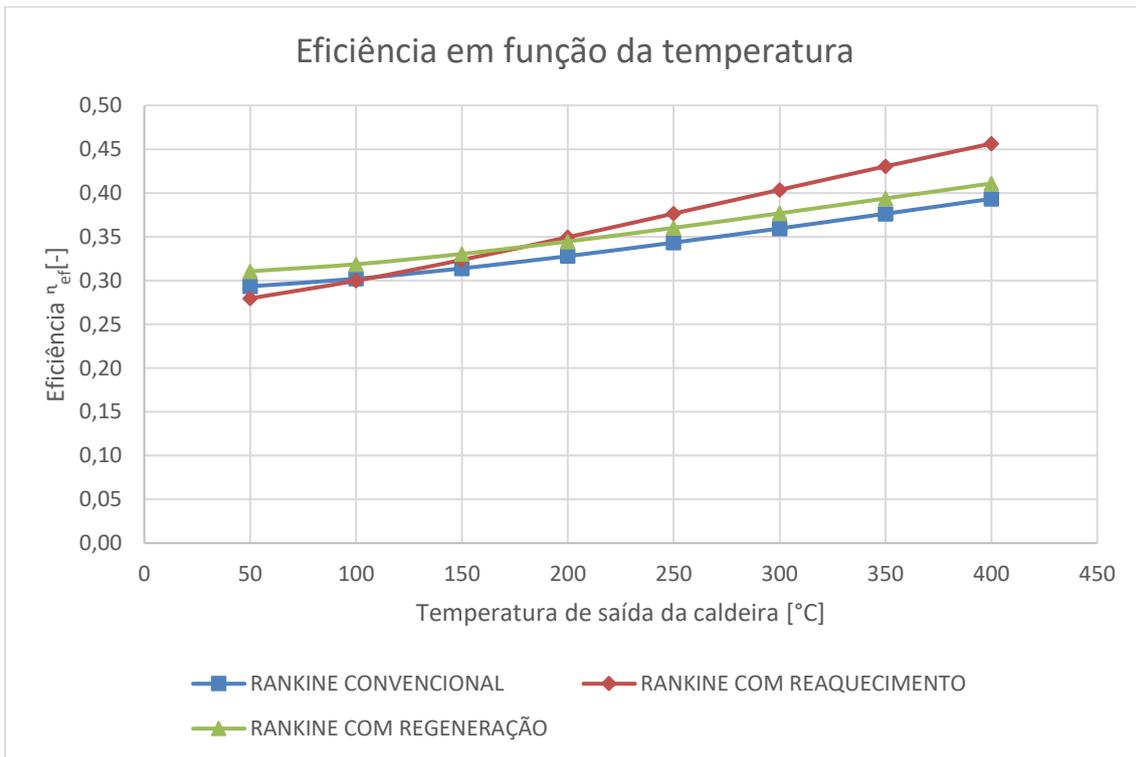
## 5.2 Amônia

**Tabela 3:** Eficiências térmicas com amônia como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
50	0,2934	0,2796	0,3106
100	0,3020	0,2998	0,3186
150	0,3139	0,3236	0,3304
200	0,3279	0,3495	0,3446
250	0,3433	0,3765	0,3602
300	0,3595	0,4036	0,3768
350	0,3763	0,4304	0,3938
400	0,3933	0,4564	0,4109

Fonte: Autor (2020).

**Figura 12:** Perfis da eficiência térmica com amônia como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

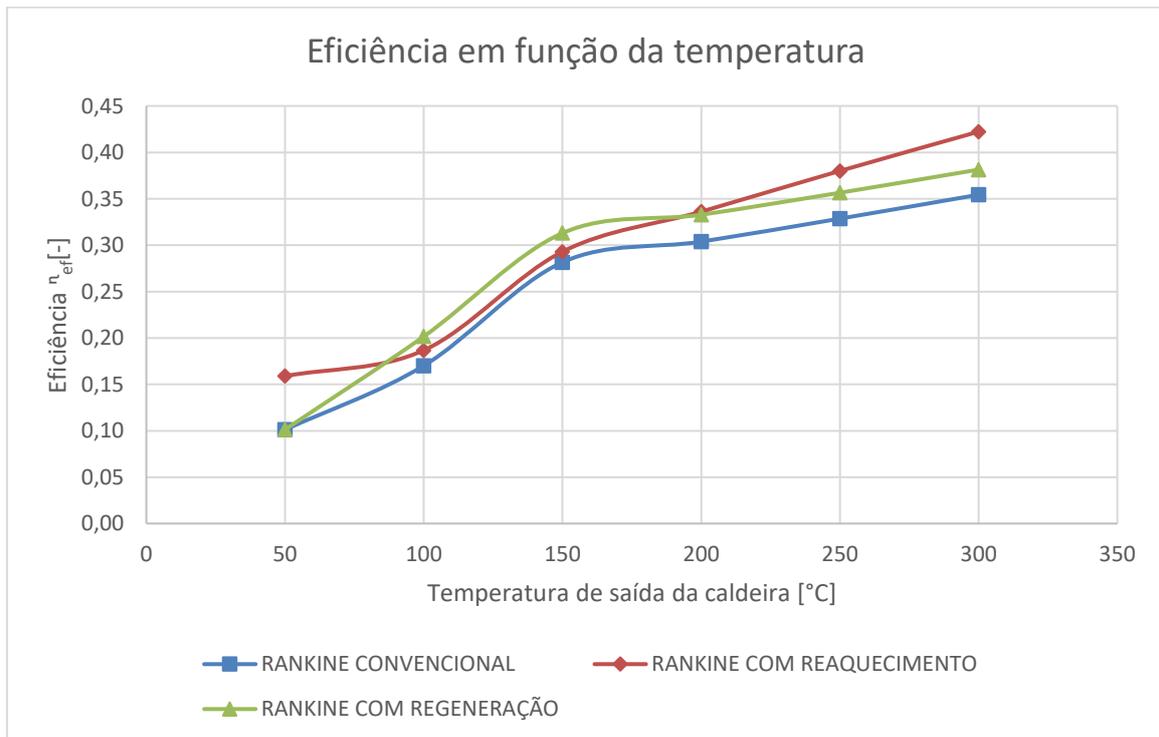
### 5.3 n-Pentano

**Tabela 4:** Eficiências térmicas com n-pentano como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
50	0,1011	0,1589	0,1013
100	0,1701	0,1867	0,2016
150	0,2816	0,2930	0,3130
200	0,3038	0,3361	0,3328
250	0,3286	0,3800	0,3565
300	0,3543	0,4223	0,3814

Fonte: Autor (2020).

**Figura 13:** Perfis da eficiência térmica com n-pentano como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

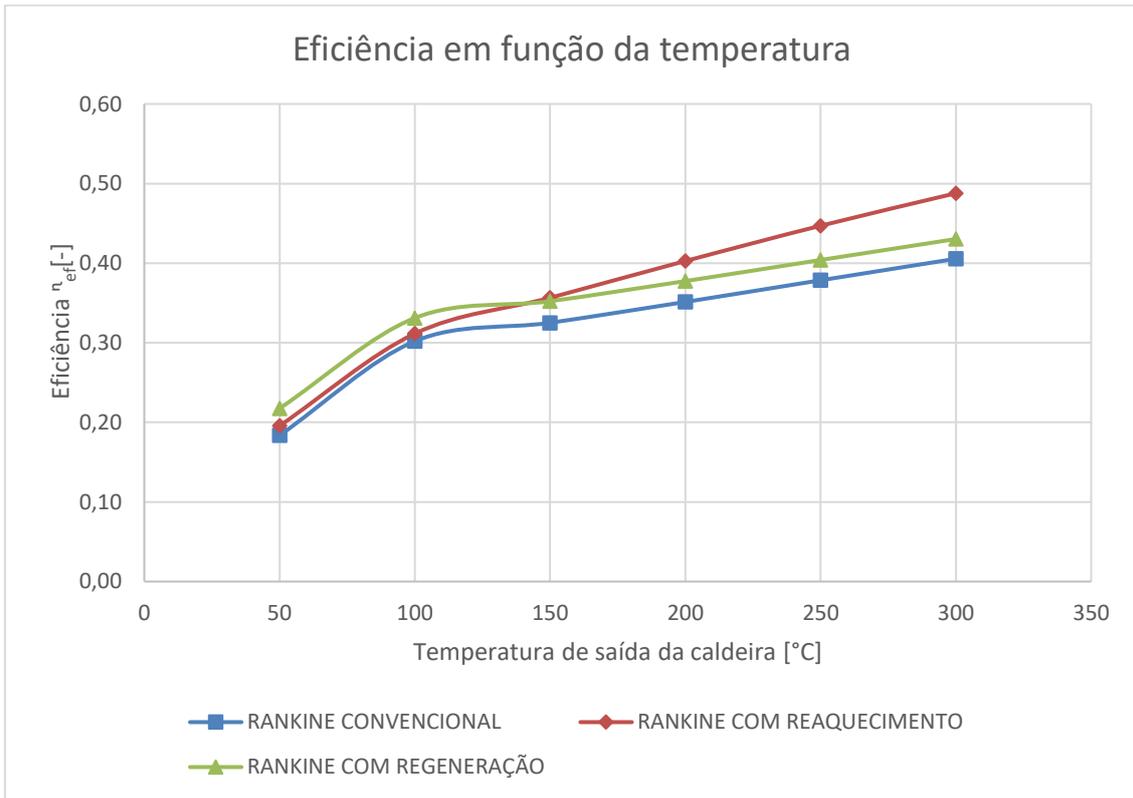
## 5.4 Isobutano

**Tabela 5:** Eficiências térmicas com isobutano como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
50	0,1836	0,1956	0,2175
100	0,3019	0,3115	0,3311
150	0,3251	0,3565	0,3522
200	0,3513	0,4027	0,3775
250	0,3785	0,447	0,404
300	0,4055	0,4878	0,4303

Fonte: Autor (2020).

**Figura 14:** Perfis da eficiência térmica com isobutano como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

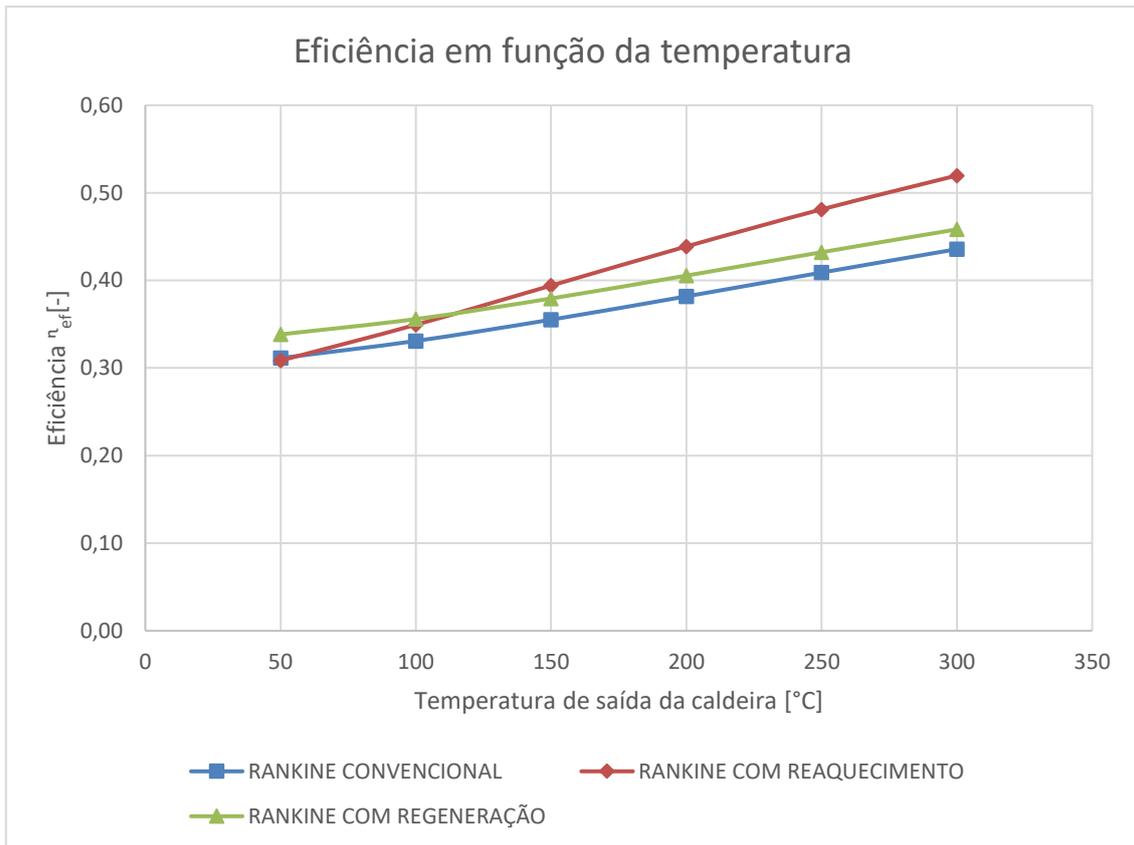
## 5.5 Propano

**Tabela 6:** Eficiências térmicas com propano como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
50	0,3113	0,3085	0,3384
100	0,3309	0,3494	0,3559
150	0,3552	0,3941	0,3794
200	0,3818	0,4388	0,4055
250	0,409	0,4811	0,4322
300	0,4357	0,5198	0,4583

Fonte: Autor (2020).

**Figura 15:** Perfis da eficiência térmica com propano como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

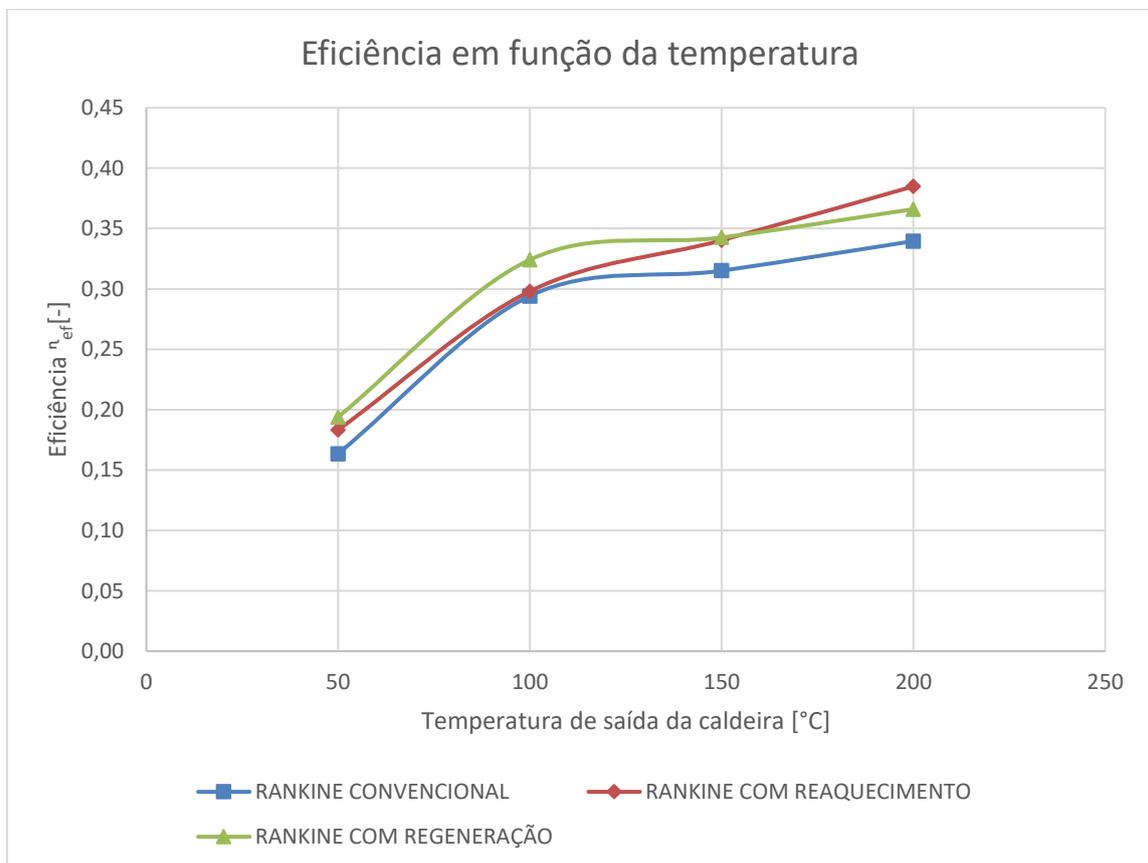
## 5.6 n-Butano

**Tabela 7:** Eficiências térmicas com n-butano como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
50	0,1636	0,1833	0,194
100	0,2942	0,2981	0,3242
150	0,3151	0,3403	0,3426
200	0,3396	0,3849	0,3661

Fonte: Autor (2020).

**Figura 16:** Perfis da eficiência térmica com n-butano como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

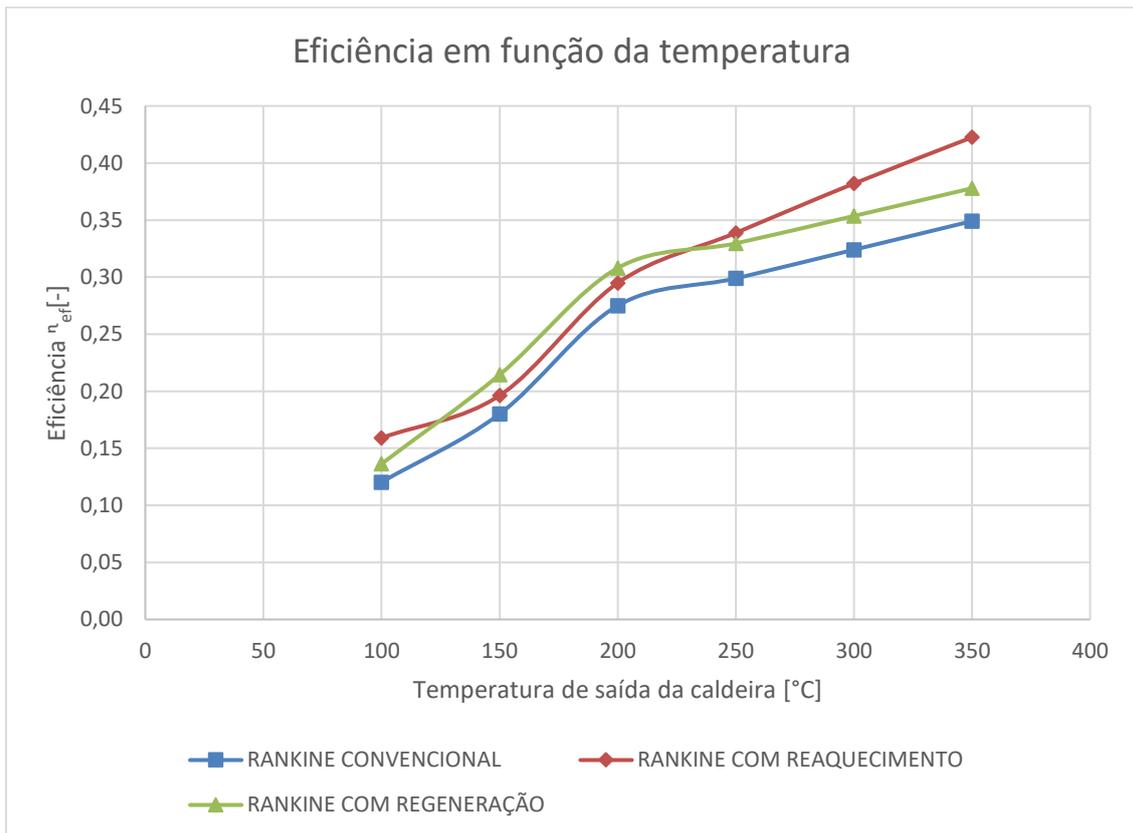
## 5.7 n-Hexano

**Tabela 8:** Eficiências térmicas com n-hexano como fluido de trabalho.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)	EFICIÊNCIA RANKINE CONVENCIONAL (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REAQUECIMENTO (-)	EFICIÊNCIA RANKINE COM REGENERAÇÃO (-)
100	0,1203	0,1591	0,1364
150	0,1801	0,1963	0,2145
200	0,275	0,2949	0,308
250	0,2989	0,3388	0,3296
300	0,324	0,382	0,3536
350	0,3491	0,4225	0,3779

Fonte: Autor (2020).

**Figura 17:** Perfis da eficiência térmica com n-hexano como fluido de trabalho.



Fonte: Autor (2020).

## 5.8 Reunião dos resultados para os diversos fluidos e discussão

Os resultados relativos aos fluidos de trabalho analisados em cada modelo de ciclo Rankine estão reunidos nas Tabelas 9 a 11 e Figuras 18 a 20.

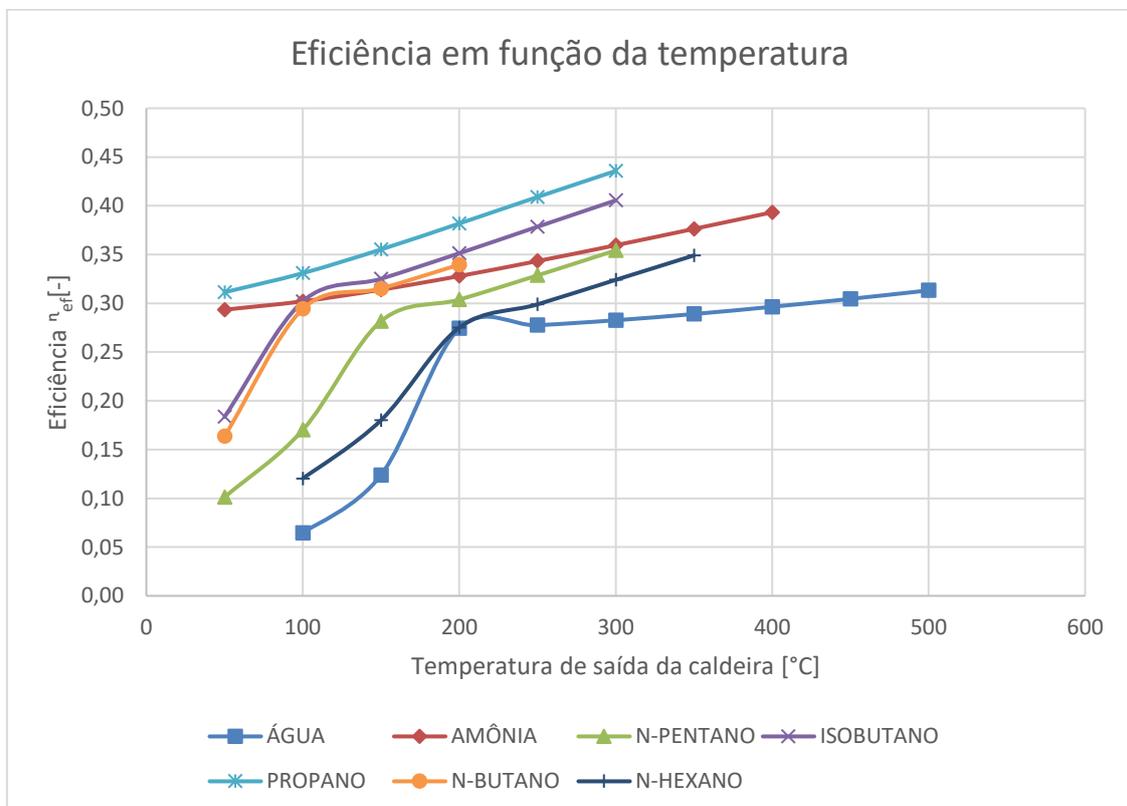
- Ciclo Rankine convencional:

**Tabela 9:** Eficiências térmicas para o ciclo Rankine convencional.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
ÁGUA (-)	EFICIÊNCIA		0,06457	0,1239	0,2743	0,2775	0,2826	0,289	0,2964	0,3045	0,3132
AMÔNIA (-)		0,2934	0,302	0,3139	0,3279	0,3433	0,3595	0,3763	0,3933		
N-PENTANO (-)		0,1011	0,1701	0,2816	0,3038	0,3286	0,3543				
ISOBUTANO (-)		0,1836	0,3019	0,3251	0,3513	0,3785	0,4055				
PROPANO (-)		0,3113	0,3309	0,3552	0,3818	0,409	0,4357				
N-BUTANO (-)		0,1636	0,2942	0,3151	0,3396						
N-HEXANO (-)			0,1203	0,1801	0,275	0,2989	0,324	0,3491			

Fonte: Autor (2020).

**Figura 18:** Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine convencional.



Fonte: Autor (2020).

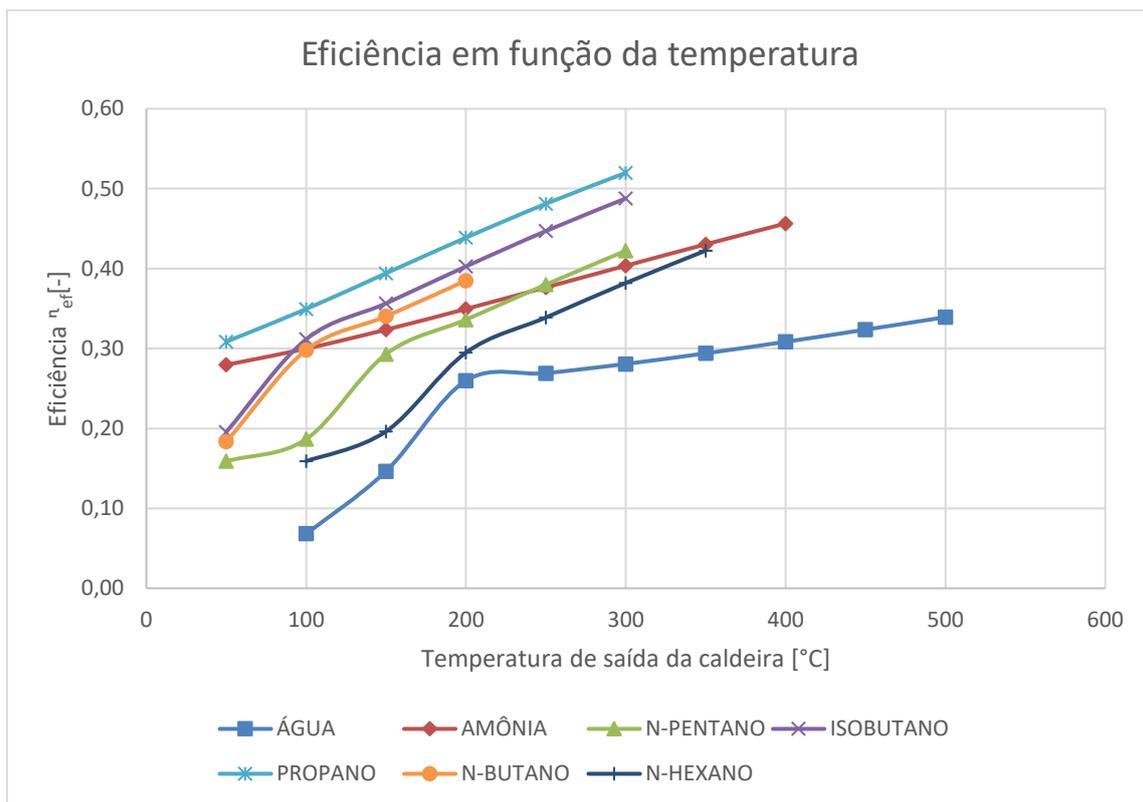
- Ciclo Rankine com reaquecimento:

**Tabela 10:** Eficiências térmicas para o ciclo Rankine com reaquecimento.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
ÁGUA (-)	EFICIÊNCIA		0,0682	0,1465	0,2598	0,2691	0,2807	0,294	0,3084	0,3236	0,3392
AMÔNIA (-)		0,2796	0,2998	0,3236	0,3495	0,3765	0,4036	0,4304	0,4564		
N-PENTANO (-)		0,1589	0,1867	0,293	0,3361	0,38	0,4223				
ISOBUTANO (-)		0,1956	0,3115	0,3565	0,4027	0,447	0,4878				
PROPANO (-)		0,3085	0,3494	0,3941	0,4388	0,4811	0,5198				
N-BUTANO (-)		0,1833	0,2981	0,3403	0,3849						
H-HEXANO (-)			0,1591	0,1963	0,2949	0,3388	0,382	0,4225			

Fonte: Autor (2020).

**Figura 19:** Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine com reaquecimento.



Fonte: Autor (2020).

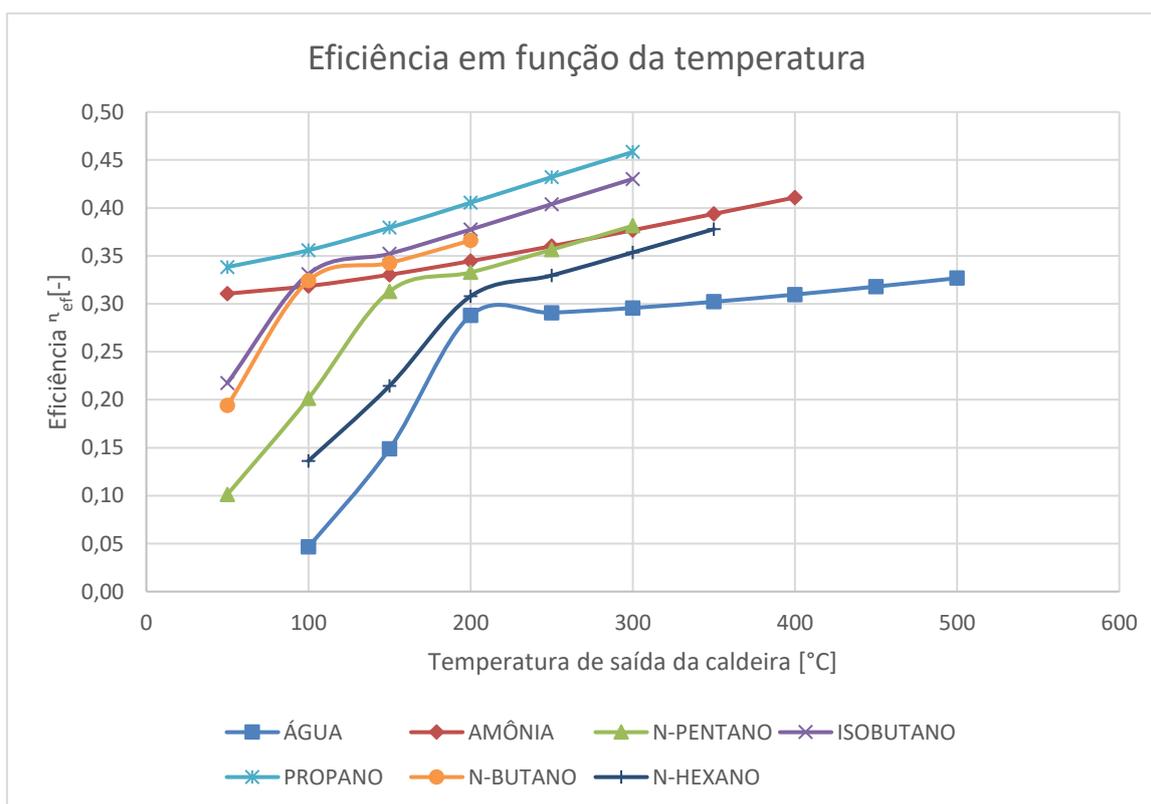
- Ciclo Rankine com regeneração:

**Tabela 11:** Eficiências térmicas para o ciclo Rankine com regeneração.

TEMPERATURA SAÍDA DA CALDEIRA (°C)		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
ÁGUA (-)	EFICIÊNCIA		0,0468	0,1489	0,288	0,2908	0,2957	0,3022	0,3097	0,318	0,3268
AMÔNIA (-)		0,3106	0,3186	0,3304	0,3446	0,3602	0,3768	0,3938	0,4109		
N-PENTANO (-)		0,1013	0,2016	0,313	0,3328	0,3565	0,3814				
ISOBUTANO (-)		0,2175	0,3311	0,3522	0,3775	0,404	0,4303				
PROPANO (-)		0,3384	0,3559	0,3794	0,4055	0,4322	0,4583				
N-BUTANO (-)		0,194	0,3242	0,3426	0,3661						
H-HEXANO (-)			0,1364	0,2145	0,308	0,3296	0,3536	0,3779			

Fonte: Autor (2020).

**Figura 20:** Perfis da eficiência térmica para o ciclo Rankine com regeneração.



Fonte: Autor (2020).

Ao analisar as tabelas e os gráficos anteriores, verifica-se que o *ORC* é um modelo muito interessante principalmente para temperaturas abaixo dos 200°C. A água como fluido de trabalho começa a apresentar rendimentos mais satisfatórios ao se passar dos 200 °C. Apesar de ela ser um fluido barato e abundante para se utilizar

industrialmente, o baixo rendimento em menores temperaturas pode inviabilizar o retorno financeiro da instalação.

A depender da fonte de calor, o rendimento pode mais que duplicar se a escolha for por um fluido orgânico. Um outro fluido a se destacar é a amônia, que apresenta resultados interessantes a partir de temperaturas abaixo de 100 °C. Nesse sentido, uma mistura binária de água a amônia é utilizada no ciclo Kalina, que comumente trabalha com fontes geotérmicas com temperaturas de até 90 °C (MORAES e COELHO, 2010).

Entre os rendimentos da água e da amônia, encontram-se o n-pentano e o n-hexano. Apresentando um maior rendimento que a amônia a partir dos 100 °C, tem-se o isobutano e o n-butano, que apresentam semelhanças no crescimento do rendimento dentro do intervalo considerado da temperatura de saída da caldeira.

Operando sob um rendimento maior que todos os outros fluidos de trabalho testados, destaca-se o propano, que é muito utilizado em sistemas de refrigeração. Contudo, o que pesa contra o propano é o fato dele ser altamente inflamável, devendo ser considerados os devidos cuidados se essa for a opção de fluido de trabalho (ALENCAR, 2019).

Analisando os resultados referentes às propostas de modificação do ciclo convencional, nota-se que houve aumento do rendimento quando foram utilizados fluidos orgânicos. Em particular, sob menores temperaturas de saída da caldeira, observa-se que o ciclo Rankine com regeneração apresenta um maior rendimento em comparação ao ciclo Rankine com reaquecimento. Contudo, ao realizar a comparação a temperaturas mais altas da saída da caldeira, observa-se que o ciclo Rankine com reaquecimento apresenta maiores rendimentos que o ciclo Rankine com regeneração. No caso da água, essa inversão dos rendimentos somente é observada a partir dos 450 °C.

De uma forma geral, vê-se que todos os fluidos analisados apresentaram melhores rendimentos que a água; entretanto, a escolha do fluido para uso no *ORC* deve levar em consideração não apenas curvas como as apresentadas, mas também questões relacionadas à economia (custos do processo), segurança, operabilidade, entre outras.

## 6 CONCLUSÕES

De uma forma geral, o ciclo Rankine orgânico se mostrou uma alternativa que pode vir a ser implementada em substituição ao ciclo Rankine a vapor d'água, principalmente quando utilizado com fontes térmicas a baixas temperaturas. Para os diversos fluidos orgânicos analisados, observou-se que, assim como para a água, as eficiências térmicas aumentam com o crescimento da temperatura da fonte de calor (isto é, da temperatura de saída da caldeira).

Além disso, verificou-se que todos os fluidos propostos apresentaram maiores rendimentos que a água, sobretudo abaixo dos 200 °C, faixa em que ocorre um decaimento pronunciado da curva de eficiência térmica do ciclo usando água. Em particular, destaca-se o propano e a amônia, que mesmo nas temperaturas mais baixas analisadas não apresentaram um decaimento relevante nas eficiências.

As modificações realizadas no ciclo Rankine convencional vieram a potencializar os rendimentos de forma considerável. Nesse sentido, as exceções são a amônia e a água, que nas configurações alternativas do ciclo Rankine exibiram um aumento nas eficiências somente em temperaturas mais altas.

Apesar dos resultados positivos, a escolha do fluido para uso em uma instalação real deve levar em consideração outros fatores além da eficiência provida pelos fluidos de trabalho. Portanto, a disponibilidade do fluido, os custos envolvidos na operação, o impacto ambiental e a estabilidade química são fatores que também a ser avaliados.

## REFERÊNCIAS

ALENCAR, N. **Estudo avalia riscos do propano em sistemas de climatização e refrigeração**. Blog do frio, 2019.

Disponível em: <<https://blogdofrio.com.br/estudo-avalia-riscos-do-propano-em-sistemas-de-climatizacao-e-refrigeracao/>>. Acesso em: 8 de setembro de 2020.

ASTOLFI, M. **3 – Technical options for Organic Rankine Cycle systems**,

sciencedirect, 2016. Disponível em:

<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978008100510100003X?via%3Dihub>>. Acesso em 6 de agosto de 2020.

BARROS, S. **Ciclo Rankine Orgânico – Conteúdo**. GT2 Energia, 2014.

Disponível em: <<http://www.gt2.com.br/wordpress/2014/06/25/ciclo-rankine-organico-conteudo/>>. Acesso em: 8 de setembro de 2020.

BRONICKI, L. Y. **2 – History of Organic Rankine Cycle**, sciencedirect, 2016.

Disponível em:

<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081005101000028>>. Acesso em 6 de agosto de 2020.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5ª ed. AMGH, 2007.

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, 2010.

DARVISH, K.; EHYAEI, M. A.; ATABI, F.; ROSEN, M. A. **Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses**. MDPI – Sustainability, 2015.

KLEIN, S.; NELLIS, G. **Thermodynamics**. 1 ed. Cambridge University Press, 2012.

MACAGNAN, M. H. **Ciclo Orgânico de Rankine (ORC)**. UNISINOS, 2017.

Disponível em:

<<http://professor.unisinos.br/mhmac/SistTerm/Ciclo%20organico%20de%20Rankine.pdf>>. Acesso em: 17 de março de 2020.

MORAES, N. P.; COELHO, P. E. **Geração de energia geotermétrica a partir de plantas do tipo Kalina**. Brasil Engenharia, 2010.

Disponível em: <[http://www.brasilengenharia.com.br/ed/597/Art\\_Energia.pdf](http://www.brasilengenharia.com.br/ed/597/Art_Energia.pdf)>. Acesso em: 8 de setembro de 2020.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7 ed. LTC Editora, 2013.

OLIVEIRA, R. C. C.; BARCELLOS, A.; SILVA, V. F. P.; FARIAS, F. E. C.; CIMBLERIS, A. C. P. **Análise das emissões de gases do efeito estufa por usinas termelétricas**. CGTI, 2005.

Disponível em <<https://www.cgti.org.br/publicacoes/wp-content/uploads/2016/01/ANA%CC%81LISE-DAS-EMISSO%CC%83ES-DE-GASES-DO-EFEITO-ESTUFA-POR-USINAS-TERMELE%CC%81TRICAS.pdf>>. Acesso em: 16 de março de 2020.

PEREIRA, F. L. **Manual Básico do software EES – Engineering Equation Solver**. Faculdade SATC – Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

PUCCIARELLI, A. F. M. **Ciclo de Rankine | Termodinâmica**. Youtube, 2018. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=HIbAp5jDnjU>>. Acesso em: 01 de setembro de 2020.

PUCCIARELLI, A. F. M. **Modelagem Ciclo de Rankine em EES**. Youtube, 2019a. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=ny4hTXxlXqs>>. Acesso em: 02 de setembro de 2020.

PUCCIARELLI, A. F. M. **Ciclo de Rankine Regenerativo – Exercício resolvido**. Youtube, 2019b. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=Hhe9U8urQkw>>. Acesso em: 03 de setembro de 2020.

PUCCIARELLI, A. F. M. **Ciclo de Rankine com Reaquecimento (Exercício EES)**. Youtube, 2020. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=wfxozbzRSF8>>. Acesso em: 02 de setembro de 2020.

REIS, M. M. L. **Recuperação de energia e redução de emissões de CO<sub>2</sub> usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO**. Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2018.

RETTIG, A.; LAGLER, M.; LAMARE, T.; LI, S.; MAHADEA, V.; MCCALLION, S.; CHERNUSHEVICH, J. **Application of Organic Rankine Cycles**. ZHAW, 2011. Disponível em: <<https://www.zhaw.ch/storage/engineering/institute-zentren/iefe/PDFs/orc-final-paper-wec2011-2011-07-30.pdf>>. Acesso em: 20 outubro de 2019.

SANTOS, R. D. **Recuperação de Calor Utilizando Ciclo Rankine Orgânico em Usinas Termelétricas de Potência a Vapor**. Dissertação de Mestrado – Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, São Paulo, 2018.

SILVA, A. M.; JÚNIOR, E. P. B.; JÚNIOR, W. B. **Utilização do software EES no auxílio ao desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e de projetos de P&D**. ABENGE, 2009. Disponível em: <<http://www.abenge.org.br/cobenge/arquivos/10/artigos/704.pdf>>. Acesso em: 19 de outubro de 2019.

SILVA, A. T. O. S. **Análise termodinâmica de uma central de biomassa lenhosa**. Dissertação de Mestrado – Universidade Nova Lisboa, Portugal, 2013.

TARTIÈRE, T.; ASTOLFI, M. **A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market**. ORC World Map, 2017.

Disponível em: <<https://orc-world-map.org/docs/WorldOverview2017.pdf>>. Acesso em: 20 de outubro de 2019.

VISCONDI, G. F.; SILVA, A. F.; CUNHA, K. B. **Geração termoelétrica e emissões atmosféricas: poluentes e sistemas de controle**. IEMA – Instituto de Energia e Meio Ambiente, 2016.

Disponível em: <<https://iema-site-staging.s3.amazonaws.com/IEMA-EMISSOES.pdf>>. Acesso em: 16 de março de 2020.