



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

SANDINO LAMARCA SANTOS SOUZA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CICLOS RANKINE ORGÂNICOS REGENERATIVOS
COM ATÉ 4 EXTRAÇÕES**

RECIFE

2018

SANDINO LAMARCA SANTOS SOUZA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CICLOS RANKINE ORGÂNICOS REGENERATIVOS
COM ATÉ 4 EXTRAÇÕES**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial para a obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha

RECIFE

2018

SANDINO LAMARCA SANTOS SOUZA

**ANÁLISE NUMÉRICA DE CICLOS RANKINE ORGÂNICOS REGENERATIVOS
COM ATÉ 4 EXTRAÇÕES**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco.

Banca Examinadora

Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha (Orientador)

Prof. Dr. Dário Costa Primo

MSc. Leomi de Souza Silva

Recife, __/__/____

Catálogo na fonte

Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

S729 Souza, Sandino Lamarca Santos.

Análise numérica de Ciclos Rankine Orgânicos Regenerativos com até 4 extrações / Sandino Lamarca Santos Souza . – Recife, 2018.

64f., il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. André Felipe Vieira da Cunha.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Departamento de Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo. 3.
Fluido refrigerante R134a. 4. Central termoeletrica. 5. Eficiência

Aos meus pais, que abriram mão dos seus sonhos para que eu pudesse ir atrás dos meus.
Aos meus amigos, colegas e professores que de alguma maneira me ajudaram ao longo desta trajetória.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais **Cleunice Santos** e **Anildomá Souza**, pelo apoio que sempre me deram para que eu pudesse seguir lutando pelos meus objetivos. Também aos demais familiares que sempre acreditaram em mim.

Ao professor **André Felipe**, pela oportunidade e confiança para iniciar esse trabalho e me orientar ao longo dessa etapa.

Aos colegas **Ane Clarisse**, **Carlos Henrique** e **Geyse Maia**, por me acompanharem desde o primeiro período até o último, sempre nos ajudando e crescendo juntos e que sem os quais não teria conseguido terminar e serei eternamente grato por cada momento que passamos juntos. E aos demais colegas e amigos que também contribuíram para a realização desse sonho.

RESUMO

O presente trabalho demonstra a análise numérica de ciclos regenerativos em centrais termoelétricas, objetivando o uso em usina termoelétrica. Foram realizadas simulações de um ciclo regenerativo orgânico com até 4 extrações da turbina, a fim de analisar o comportamento da eficiência máxima. Foi utilizado o fluido orgânico R134a, fluido para temperaturas baixas. Foram realizados testes para as temperaturas de evaporação entre 60 °C e 100 °C, e utilizadas temperaturas de superaquecimento de 120 °C, 140 °C, 160 °C, 180 °C, 200 °C e 300 °C. Assim, foi possível obter o comportamento do trabalho por unidade de massa na eficiência máxima, as suas pressões e os valores eficiência máxima em função do número de extrações da turbina, temperatura de superaquecimento e temperatura de evaporação. Para os cálculos foi utilizado o software *Engineering Equation Solver* (EES) e Excel para a análise dos dados obtidos. Com esta análise, concluiu-se que a eficiência aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e do número de extrações, entretanto diminui com o aumento da temperatura de superaquecimento.

Palavras-chave: Ciclo Rankine orgânico regenerativo. Fluido refrigerante R134a. Central termoelétrica. Eficiência energética.

ABSTRACT

The present work demonstrates the numerical analysis of regenerative cycles in thermoelectric power plants for the use in a thermoelectric plant. Simulations of an Organic regenerative cycle with up to 4 turbine extractions were performed in order to analyze the maximum efficiency behavior. The low temperature organic fluid R134a was employed. Tests were carried out for the evaporation temperatures between 60 ° C and 100 ° C, and the superheat temperatures of 120 ° C, 140 ° C, 160 ° C, 180 ° C, 200 ° C and 300 ° C were used. Thus, it was possible to obtain the behavior of the work per unit mass at maximum efficiency, its pressures and the maximum efficiency values as a function of the number of turbine extractions, superheat temperature and evaporation temperature. For calculations, the Engineering Equation Solver (EES) was used and Excel to analyze the obtained data. With this analysis, it was concluded that the efficiency increases with the increase of the evaporation temperature and the number of extractions, however it decreases with the increase of the superheat temperature.

Keywords: Regenerative organic Rankine cycle. Refrigerant R134a. Thermoelectric plant. Energy efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo Rankine simples ideal	19
Figura 2 – Efeito que causa reduzir a pressão do condensador no Ciclo Rankine Ideal.	22
Figura 3 - Ciclo Rankine regenerativo ideal com uma extração	24
Figura 4 - Ciclo Rankine regenerativo com 2 extrações	24
Figura 5 - Ciclo Rankine regenerativo com n extrações	25
Quadro 1 - Quadro ilustrativo dos procedimentos metodológicos adotados.	29
Tabela 1 - Eficiência de Carnot para cada temperatura de superaquecimento.	32

LISTA DE GRÁFICOS

- Gráfico 1** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} . 33
- Gráfico 2** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 1 extração. 34
- Gráfico 3** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 2 extrações. 34
- Gráfico 4** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 3 extrações. 35
- Gráfico 5** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 4 extrações. 35
- Gráfico 6** - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} e com uma extração, com menos curvas para melhor visualização. 36
- Gráfico 7** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 120 °C. 37
- Gráfico 8** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 140 °C. 38
- Gráfico 9** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 160 °C. 38
- Gráfico 10** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 180 °C. 39
- Gráfico 11** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 200 °C. 39
- Gráfico 12** - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 300 °C. 40
- Gráfico 13** - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 120 °C. 41
- Gráfico 14** - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 140 °C. 41
- Gráfico 15** - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 160 °C. 42
- Gráfico 16** - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 180 °C. 42
- Gráfico 17** - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 200 °C. 43

Gráfico 18 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 300 °C.	43
Gráfico 19 – Variação do rendimento em função do número de extrações, para $T_{sup} = 120$ °C.	44
Gráfico 20 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 1 extração.	45
Gráfico 21 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 2 extrações.	45
Gráfico 22 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 3 extrações.	46
Gráfico 23 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 4 extrações.	46
Gráfico 24 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 1 extração.	47
Gráfico 25 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 2 extrações.	48
Gráfico 26 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 3 extrações.	48
Gráfico 27 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 4 extrações.	49
Gráfico 28 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} .	50
Gráfico 29 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 1 extração.	50
Gráfico 30 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 2 extrações.	51
Gráfico 31 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 3 extrações.	51
Gráfico 32 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 4 extrações.	52
Gráfico 33 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 120 °C.	53
Gráfico 34 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 140 °C.	53
Gráfico 35 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 160 °C.	54
Gráfico 36 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 180 °C.	54
Gráfico 37 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 200 °C.	55
Gráfico 38 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 300 °C.	55
Gráfico 39 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 120 °C.	57
Gráfico 40 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 140 °C.	57
Gráfico 41 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 160 °C.	58

Gráfico 42 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 180 °C. 58

Gráfico 43 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 200 °C. 59

Gráfico 44 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 300 °C. 59

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

EES	Engineering Equation Solver
H_b	Entalpia de entrada na turbina
h_{Bc}	Entalpia na saída da bomba do condensador
h_{Bn}	Entalpia na saída da bomba n
H_c	Entalpia de entrada no condensador
h_c	Entalpia na saída do condensador
H_n	Entalpia na extração n
h_n	Entalpia na saída do aquecedor n
m_n	Vazão mássica na extração n
$n_{\eta t}$	Eficiência do Ciclo
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
\dot{W}_t	Potência gerada na turbina
W_t	Trabalho na turbina
y_n	Fração de vapor extraída da turbina no ponto
\dot{m}_b	Vazão mássica

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	Problema	16
1.2	Justificativa	17
1.3	Objetivos	17
1.3.1	Objetivo geral.....	18
1.3.2	Objetivos Específicos	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	Ciclo Rankine	19
2.1.1	Análise da energia no ciclo Rankine.....	20
2.1.2	Ciclo Rankine regenerativo	23
2.1.3	Ciclo Rankine orgânico.....	26
2.2	Trabalhos publicados relacionados	27
3	METODOLOGIA.....	29
3.1	Escolha do fluido orgânico	29
3.2	Recursos utilizados	30
3.3	Coleta, processamento e análise dos dados	30
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	31
4.1	Fluido orgânico	31
4.2	Eficiência máxima em função da temperatura de evaporação	33
4.3	Porcentagem das pressões de extração da turbina em função da temperatura de evaporação	44
4.4	Trabalho total para eficiência máxima em função da temperatura de evaporação. 49	
4.5	Trabalho total na eficiência máxima em função do número extrações na turbina 56	
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	61
5.1	Trabalhos futuros	62
	REFERÊNCIAS	63

1 INTRODUÇÃO

A constante demanda de eficiências térmicas mais altas produziu algumas modificações inovadoras em ciclos básicos de potência de vapor (ÇENGEL; BOLES, 2013). A eficiência energética é uma atividade que busca melhorar o uso das fontes de energia e é uma importante ferramenta no combate ao seu desperdício.

Considera-se ciclos de potência de vapor, aqueles em que o fluido de trabalho se evapora e condensa rapidamente. A água é o fluido de trabalho usado mais comumente devido ao baixo custo, disponibilidade e alta entalpia de vaporização. Entre esses ciclos, tem-se o Ciclo de Vapor de Carnot, que é o mais eficiente dos ciclos que operam entre dois limites especificados de temperatura, logo, considera-se este ciclo como um ciclo ideal para as centrais elétricas. Entretanto, este ciclo não pode se concretizar, ou seja, não é um modelo realista para os ciclos de potência, devido a problemas como a necessidade de uma compressão isentrópica a pressões extremamente altas e a transferência isotérmica de calor a pressões variáveis. Ao eliminar esses aspectos impraticáveis associados ao ciclo de Carnot, superaquecendo o vapor na caldeira e condensando por completo no condensador, resulta num outro ciclo de vapor, o **Ciclo Rankine**, o ciclo mais adequado para ciclos de potência a vapor (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Os ciclos Rankine orgânicos (ORCs) são ciclos Rankine que utilizam um fluido de trabalho orgânico em vez de água. Os fluidos orgânicos são utilizados para que o ORC possa gerar eletricidade a partir de fontes de calor de baixa e média temperatura (SPAYDE; MAGO, 2015).

Os ciclos regenerativos surgem para diminuir as perdas de energia devido ao resfriamento que o fluido de trabalho tem ao sair da turbina e chegar no condensador, pois ele deve resfriar até ser condensado. Então parte desse vapor é extraído antes de ir para o condensador e o calor é utilizado para reaquecer o fluido de retorno do ciclo.

Nesta pesquisa foi apresentada uma breve análise do ciclo Rankine e em seguida, escolhido o fluido de trabalho (orgânico). A metodologia é explicada e os resultados obtidos mostrados juntos com uma análise e as considerações finais.

1.1 Problema

Nos últimos anos, o aumento do uso de combustíveis fósseis causou muitos problemas ambientais. Além disso, o crescimento das zonas industriais, acompanhado de mais consumo de combustíveis fósseis, provocou nessas fontes de energia um final mais cedo (HABIBI et al., 2018).

O Departamento de Energia dos EUA informou que aproximadamente 60% do calor residual de baixa temperatura de muitas indústrias de manufatura são exaustados diretamente para o meio ambiente. Enquanto isso, a crescente demanda global de energia e o aumento do custo de energia fazem lembrar da grande quantidade de calor desperdiçado (FENG et al., 2017).

O ciclo Rankine orgânico é uma das melhores tecnologias para converter fontes de energia de baixa ou média temperatura em eletricidade. Os principais problemas do uso do ciclo orgânico Rankine são: a baixa eficiência energética, as limitações no aumento do trabalho da saída, a seleção do fluido de trabalho, o efeito ambiental e a combinação de temperatura entre fluxos quentes e frios em trocadores de calor (HABIBI et al., 2018).

A eficiência térmica média do sistema ORC varia de 0,02 a 0,11; pequenos sistemas inferiores a 5 kW têm menor eficiência térmica. A eficiência térmica do sistema ORC depende dos componentes do sistema, do fluido de trabalho, das condições de operação da fonte de calor, do dissipador de calor e do ciclo (IMRAN et al., 2014).

Para solucionar estes problemas de baixa eficiência térmica, foram introduzidas diferentes configurações em relação ao ciclo Rankine orgânico, incluindo ciclo orgânico com pré-aquecedor médio, ciclo regenerativo, ciclo de evaporador duplo e ciclo com ejetor (HABIBI et al., 2018).

A escolha de um fluido de trabalho pode fazer com que a usina trabalhe com baixa eficiência e, no seu descarte não polua o ar, pois alguns possuem um alto poder de depleção do ozono, como o R11 e o R22, ou pode ainda, trazer danos à saúde do operador (BARAL; KIM, 2014).

Portanto, intenciona-se investigar: o comportamento de ciclos regenerativos orgânicos com variadas extrações.

1.2 Justificativa

O Ciclo de Rankine orgânico tem sido amplamente investigado como um meio eficiente para converter energia de baixa qualidade em energia de alta qualidade (XU; LIU, 2013).

Ciclos orgânicos Rankine são usados em aplicações terrestres, como a rejeição de calor de gás residual de geradores a gás em aterros sanitários e como parte dos sistemas combinados de calor e energia (CHP). Já é comprovado que o ORC é também uma boa tecnologia para navios, mas ainda é pouco utilizada porque os donos dos navios ainda não estão convencidos dos seus benefícios, mesmo que existam diversos estudos que evidenciam suas vantagens. Outro motivo é a falta de produtos comercializados que são certificados para atender aos requisitos da sociedade de classificação (BUCKINGHAM; MCCRACKEN, 2016).

Uma vez que os ORC geram energia a partir de calor de baixa temperatura, eles podem ser implementados como unidades de geração de energia para sistemas de recuperação de calor residual, aplicações geotérmicas e aplicações solares. Essas aplicações produzem apenas uma quantidade relativamente pequena de eletricidade; portanto, os ORCs são ideais para aplicações de geração de energia em pequena escala (SPAYDE; MAGO, 2015). O ciclo também pode se expandir para outros setores, principalmente para locais que contam com pouco espaço, haja vista que ciclos com água necessitam de maiores pressões e, assim, maiores equipamentos.

É fundamental também a atenção aos fluidos de trabalho orgânicos, que devem prejudicar: a saúde humana, a depleção de ozônio e a contribuição do aquecimento global. Desta forma, os fluidos de ORC podem aumentar seu potencial sustentável como componentes-chave de plantas de geração distribuída capazes de utilizar fontes de calor de baixa e média qualidade, 80 a 150 °C (BARAL; KIM, 2014).

Além disso, é de interesse particular o estudo e contribuir nesta área através da otimização destes ciclos e procurar cada vez mais soluções mais sustentáveis e que causem o menor impacto ambiental possível.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Analisar o comportamento dos ciclos Rankine orgânicos regenerativos na eficiência máxima em função da temperatura de evaporação e superaquecimento, e o número de extrações da turbina.

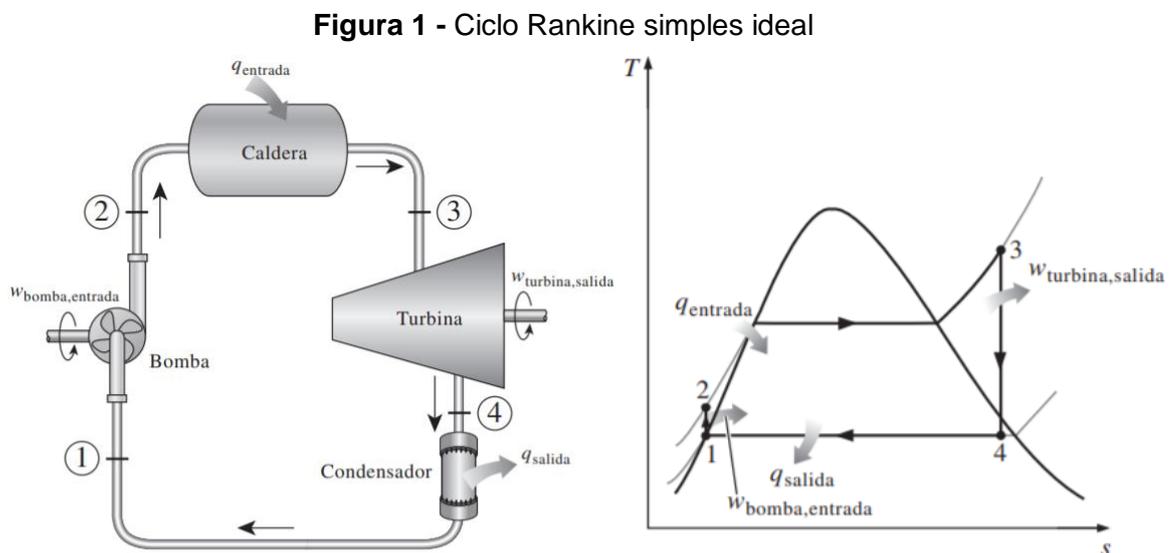
1.3.2 Objetivos Específicos

- a. Escolher um fluido de trabalho orgânico que não ofereça riscos à saúde e que não faça danos ao meio ambiente.
- b. Estudar o comportamento da eficiência máxima, bem como suas pressões, nos ciclos orgânicos regenerativos com a variação da temperatura de evaporação, número de extração e temperatura de superaquecimento.
- c. Verificar o grau de sensibilidade da eficiência máxima do ciclo em relação às pressões de extração.
- d. Obter e analisar o comportamento do trabalho da turbina em função da temperatura de evaporação, de superaquecimento e do número de extração da turbina, quando obtida a eficiência máxima.
- e. Otimizar o sistema.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Ciclo Rankine

A partir desta seção até a seção 2.1.2, o conteúdo estará baseado em Çengel e Boles (2013), por se tratar de um livro de referência no estudo da termodinâmica. Neste ciclo, o vapor é superaquecido na caldeira e condensado por completo no condensador, como mostrado na figura 1, em que há um diagrama simplificado para um Ciclo Rankine ideal (ou seja, não possui nenhuma irreversibilidade interna) e o respectivo diagrama T - s .



Fonte: Çengel; Boles, 2013.

O ciclo é composto pelos quatro seguintes processos:

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira
- 3-4 Expansão Isentrópica em uma turbina
- 4-1 Rejeição de calor em um condensador a pressão constante

A água entra na bomba no estado 1 como líquido saturado e evapora na caldeira. A bomba com eficiência isentrópica aumenta a pressão da condensação até a pressão de operação da caldeira.

A água entra na caldeira como líquido comprimido no estado 2 e sai com vapor superaquecido no estado 3. A caldeira é basicamente um grande trocador de calor, onde o calor que se origina dos gases de combustão, reatores nucleares ou outras fontes, é transferido a água essencialmente a pressão constante. A caldeira junto com a seção (superaquecedor) onde o vapor se superaquece, recebe o nome de gerador de vapor.

O vapor superaquecido no estado 3 entra na turbina, onde se expande isentropicamente, e produz trabalho ao fazer girar o eixo conectado a um gerador elétrico. A pressão e a temperatura do vapor diminuem durante este processo até os valores no estado 4, onde o vapor entra no condensador. Neste estado, o vapor é geralmente um vapor húmido com uma alta qualidade.

O vapor se condensa a pressão constante no condensador, o qual é basicamente um grande trocador de calor rejeitando o calor em direção a um meio de resfriamento como um lago, um rio ou a atmosfera. O vapor sai do condensador como líquido saturado e entra na bomba completando o ciclo. Em áreas onde a água é muito valiosa, as centrais elétricas são resfriadas com ar, em vez de água. Este método de resfriamento, que também se emprega em motores de automóvel, é conhecido como resfriamento a seco.

2.1.1 Análise da energia no ciclo Rankine

Com a crescente demanda de energia elétrica no mundo atual, é importante buscar a melhoria das centrais elétricas, pois pequenos incrementos na eficiência térmica, pode significar grandes economias de energia, portanto, é válido considerar e analisar os custos para implementação de melhorias.

Os quatro componentes envolvidos no ciclo Rankine ideal, a bomba, a caldeira, a turbina e o condensador, são dispositivos com escoamento em regime permanente. Normalmente, as mudanças na energia cinética e potencial de vapor são pequenos em relação com os termos de trabalho e de transferência de calor, de modo que são insignificantes. Então, a equação de energia em regime permanente por unidade de massa se vapor de reduz a:

$$(q_{entrada} - q_{saída}) + (w_{entrada} - w_{saída}) = h_s - h_e \quad (1)$$

A caldeira e o condensador não envolvem nenhum trabalho, e considera-se que a bomba e turbina sejam isentrópicas. As variações da energia cinética e potencial são desprezíveis. Assim, a equação da energia por unidade de massa aplicada para os diversos componentes, de acordo com o esquema da Figura 1, é:

$$\text{Bomba } (q = 0): \quad w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1 \quad (2)$$

Ou,

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v(P_2 - P_1) \quad (3)$$

Em que:

$$h_1 = h_f \text{ a } P_1 \text{ e } v \cong v_1 = v_f \text{ a } P_1 \quad (4)$$

$$\text{Caldeira } (w = 0): \quad q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 \quad (5)$$

$$\text{Turbina } (q = 0): \quad w_{\text{turbina,saída}} = h_3 - h_4 \quad (6)$$

$$\text{Condensador } (w = 0): \quad q_{\text{saída}} = h_4 - h_1 \quad (7)$$

A eficiência térmica do ciclo Rankine se determina a partir de:

$$\eta_{\text{tér}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{saída}}}{q_{\text{entrada}}} \quad (8)$$

Em que:

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{saída}} = w_{\text{turbina,saída}} - w_{\text{bomba,entrada}} \quad (9)$$

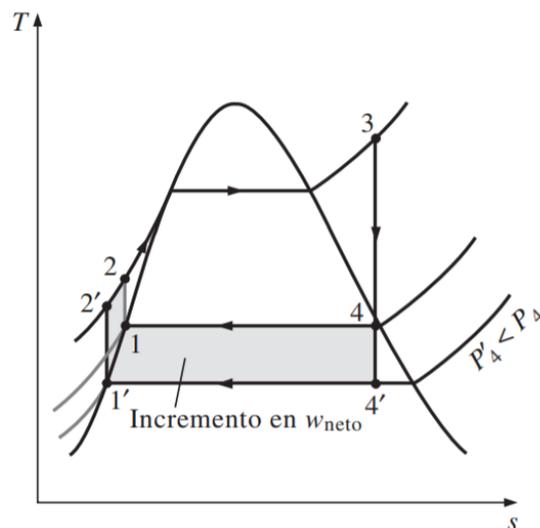
Para aumentar a eficiência do ciclo é necessário aumentar a temperatura média da fonte de calor (caldeira) que transfere energia para o fluido de trabalho e/ou diminuir a temperatura média a que o calor é rejeitado no condensador. Ou seja, a temperatura

média do fluido de trabalho deve ser a mais alta possível no momento em que ele recebe calor e a mais baixa possível quando ele rejeita.

A água existe como um vapor húmido no condensador a temperatura de saturação correspondente a pressão dentro do condensador. A redução da temperatura de operação do condensador reduz automaticamente a temperatura de vapor, e por tanto a temperatura da qual o calor é rejeitado.

O efeito da redução da pressão do condensador na eficiência do ciclo Rankine está ilustrada no diagrama T-s da figura 2. Com o intuito de comparação, o estado na entrada da turbina se mantém igual. Pode-se observar a diminuição da pressão no condensador de P_4 até P'_4 . Uma redução da pressão no condensador causa um aumento na eficiência térmica do ciclo.

Figura 2 – Efeito que causa ao reduzir a pressão do condensador no Ciclo Rankine Ideal.



Fonte: Çengel; Boles, 2013.

Para aproveitar o aumento da eficiência a baixas pressões, os condensadores das centrais elétricas de vapor costumam operar muito por abaixo de pressão atmosférica. Isto não representa um problema maior porque os ciclos de potência de vapor operam num circuito fechado. Sem dúvidas, há um limite inferior a utilizar para a pressão do condensador, limite que não pode ser menor que a pressão de saturação correspondente a temperatura do meio de resfriamento. Considere, por exemplo, um

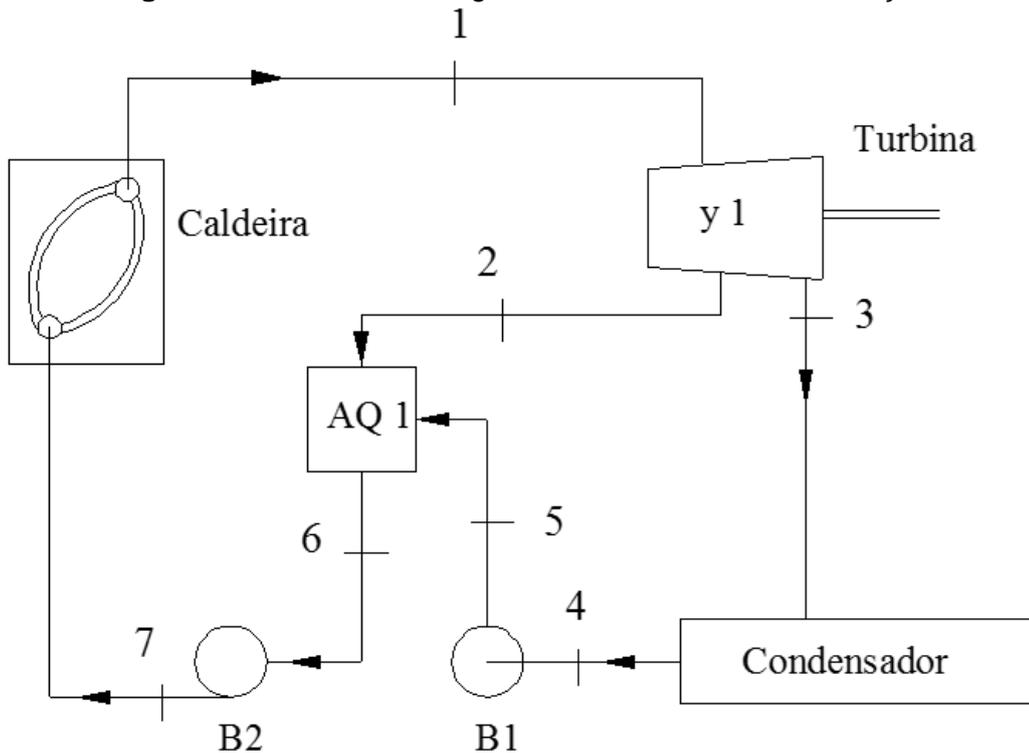
condensador que se esfria mediante um rio perto que está a 15 °C. Ao admitir uma diferença de temperatura de 10 °C para a transferência efetiva de calor, a temperatura do vapor no condensador deve estar acima de 25 °C, portanto, a pressão do condensador deve ser maior a 3,2 kPa, que é a pressão de saturação da água a 25 °C.

2.1.2 Ciclo Rankine regenerativo

O ciclo Rankine regenerativo surge para minimizar o problema da diminuição da temperatura média do processo devido ao fornecimento de calor para o fluido a uma baixa temperatura. Neste ciclo, procura-se aumentar a temperatura média do processo de fornecimento de calor, e o modo como isso é feito é aumentando a temperatura do líquido que sai da bomba antes que ele entre na caldeira.

Este ciclo é esquematizado na Figura 3. Ela mostra um ciclo Rankine regenerativo com apenas uma extração, onde é possível ver que o vapor extraído da turbina aquece o fluido que sai da bomba 1, entrando na caldeira como líquido comprimido, após passar pela bomba 2, a uma temperatura maior. Neste ciclo, o título de vapor antes de cada bomba é igual a zero ($x_6=0$ e $x_4=0$).

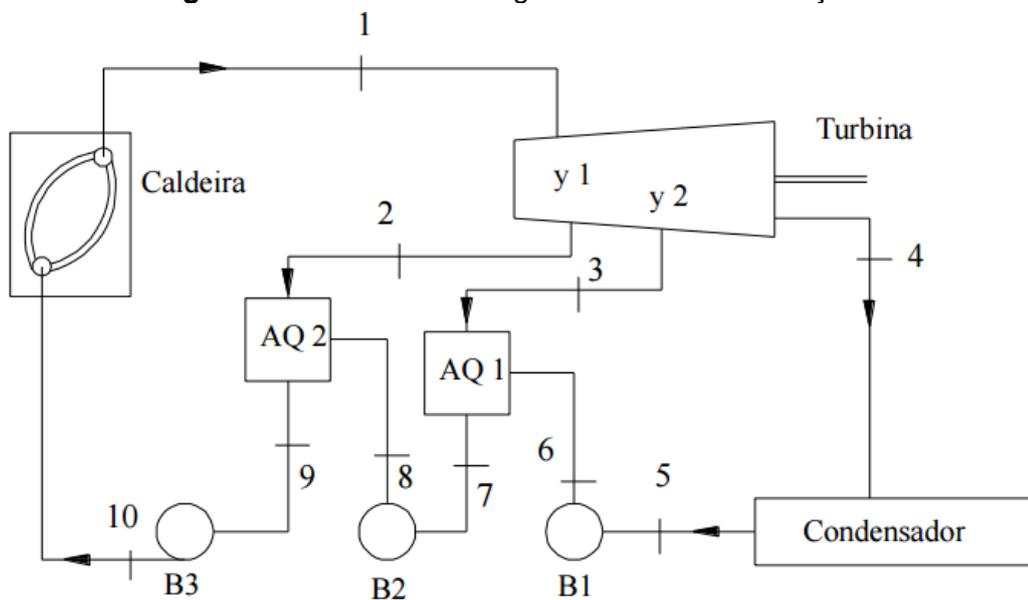
Figura 3 - Ciclo Rankine regenerativo ideal com uma extração



Fonte: Vieira da Cuha, 2012.

A Figura 4 mostra o esquema de um ciclo Rankine Regenerativo com 2 extrações.

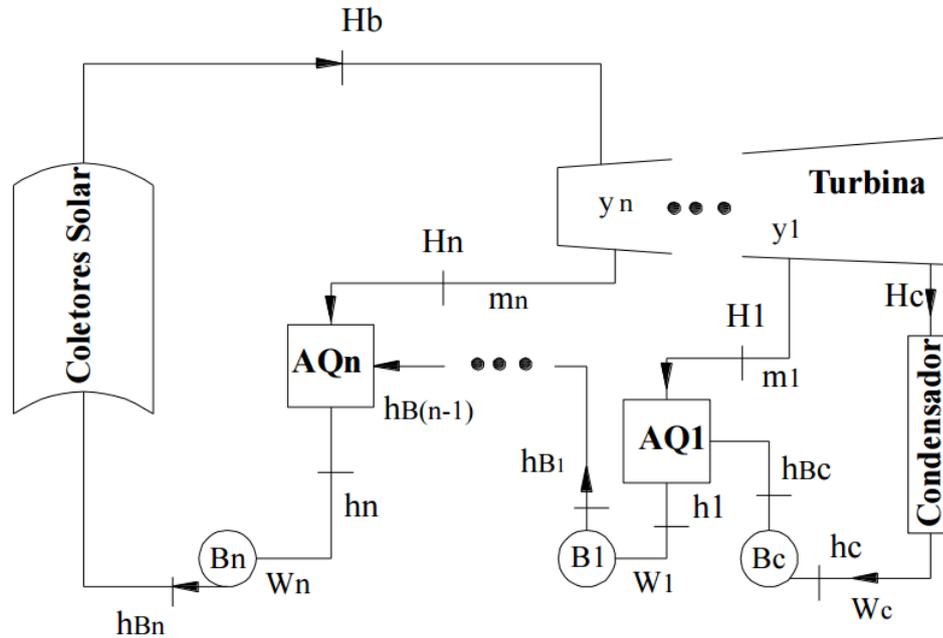
Figura 4 - Ciclo Rankine regenerativo com 2 extrações



Fonte: Haywood, 1949.

A Figura 5 mostra o esquema de um ciclo Rankine Regenerativo com n extrações.

Figura 5 - Ciclo Rankine regenerativo com n extrações



Fonte: Vieira da Cunha, 2012.

De acordo com Vieira da Cunha (2012), as equações gerais para um ciclo Rankine Regenerativo com n extrações depois de feito um balanço de energia, de acordo com a nomenclatura usada na Figura 5, são:

$$w_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_b} = (H_b - H_c) + y_n (H_c - H_n) + \dots + y_1 (H_c - H_1) \quad (10)$$

$$y_i = \frac{(h_i - h_{B(i-1)})}{(H_i - h_{B(i-1)})} (1 - \sum_{j=i+1}^n y_j) \quad (11)$$

$$y_1 = \frac{(h_1 - h_{Bc})}{(H_1 - h_{Bc})} (1 - \sum_{j=2}^n y_j) \quad (12)$$

$$q_b = H_b - h_{Bn} \quad (13)$$

$$q_b = (h_c - H_c) (1 - \sum_{j=2}^n y_j) \quad (14)$$

$$\eta_t = \frac{w_t - \sum_{i=1}^n [(1 - \sum_{j=i+1}^n y_j) |w_{Bi}|] - |w_{Bc}| (1 - \sum_{j=1}^n y_j)}{q_b} \quad (15)$$

Em que,

W_t Trabalho na turbina

\dot{W}_t Potência gerada na turbina

\dot{m}_b Vazão mássica

m_n Vazão mássica na extração n

H_b Entalpia de entrada na turbina

H_c Entalpia de entrada no condensador

H_n Entalpia na extração n

h_c Entalpia na saída do condensador

h_{Bc} Entalpia na saída da bomba do condensador

h_n Entalpia na saída do aquecedor n

h_{Bn} Entalpia na saída da bomba n

y_n Fração de vapor extraída da turbina no ponto

η_{rt} Eficiência do Ciclo

2.1.3 Ciclo Rankine orgânico

O fluido de trabalho utilizado no ciclo Rankine é a água. De acordo com Saifaoui, Elmaanaoui e Faik (2014), o uso da água possui diversos problemas, são eles:

- As turbinas usadas são complexas e, por conseguinte, de alto custo;
- Condensação parcial no final da expansão, o que pode causar erosão das pás da turbina;
- Para evitar a condensação parcial um super aquecedor é usado. Isso aumenta a temperatura da fonte quente;
- Trabalhar com água requer trabalhar com altas pressões;
- O uso da água permite apenas a instalação de grandes usinas.

Do ponto de vista termodinâmico, o Ciclo Rankine Orgânico (ou ORC, do inglês, *Organic Rankine Cycle*) é idêntico ao ciclo Rankine convencional, com a diferença que utiliza um fluido orgânico como fluido de trabalho. Este ciclo se torna alvo de estudo porque não possui esses problemas anteriormente citados que o Rankine convencional tem. Ele consiste das mesmas quatro transformações elementares, que são: Compressão isentrópica, que acontece na bomba, um aquecimento isobárico acompanhado por uma evaporação que ocorre no evaporador, uma expansão isentrópica na turbina e um resfriamento isobárico acompanhado por uma condensação que ocorre no condensador (SAIFAOU; ELMAANAOU; FAIK, 2014)

2.2 Trabalhos publicados relacionados

Um estudo chamado “A Study of Organic Working Fluids of an Organic Rankine Cycle for Solar Concentrating Power Plant” (SAIFAOU; ELMAANAOU; FAIK, 2014), utilizou sete fluidos orgânicos como fluido de trabalho, todos hidrocarbonetos, em 4 combinações diferentes com o intuito de encontrar a melhor configuração junto com o melhor fluido de trabalho. As configurações analisadas foram: ciclo Rankine simples; um ciclo Rankine simples com um regenerador entre a turbina e o condensador, a terceira se trata de um ciclo Rankine simples com um superaquecedor inserido entre o evaporador e a turbina; e por fim, um ciclo que usa uma combinação das duas configurações anteriores, ou seja, um superaquecedor entre o evaporador e a turbina e o condensador e mais o regenerador. Inicialmente foram realizados testes com fluidos puros e em seguida fazendo combinações de dois fluidos a fim de encontrar um fluido que tivesse uma melhor performance. O estudo mostrou que ao adicionar um superaquecedor num ciclo simples, diminui a eficiência do ciclo, enquanto que adicionar um regenerador e um superaquecedor, pode aumentar a eficiência. Esses resultados se repetiram para todos os 7 fluidos puros e mais as 21 misturas. O fluido que apresentou a melhor performance foi o nonano (23,31%), para o fluido puro, e para os mistos, uma mistura de ciclohexano e propil-ciclohexano (25,24%). Ainda foi possível concluir que uma mistura tem 69,05% de chances de ser maior que a eficiência dos dois fluidos puros que constituem essa mistura.

Um trabalho publicado chamado “Thermodynamic Modeling of the Solar Organic Rankine Cycle with Selected Organic Working Fluids for Cogeneration”, (BARAL; KIM, 2014), foram modelados quinze (15) fluidos orgânicos para um mesmo ciclo Rankine

com cogeração. Nele foi possível concluir que o fluido R134a foi o mais apropriado para ciclos de baixa temperatura e o fluido R245fa para ciclos de média temperatura.

Este trabalho é uma continuação de uma pesquisa feita por Vieira da Cunha (2012), intitulada “Análise do rendimento ótimo de um ciclo regenerativo com uma, duas e três extrações da turbina”, em que foi feita uma análise da eficiência máxima (η_{\max}) de um ciclo regenerativo com algumas extrações; e do trabalho de SILVA (2016), que fez esta análise do rendimento com até 5 extrações da turbina e utilizando a água como fluido de trabalho. Neste trabalho ele pôde entender como se comporta o aumento da eficiência do ciclo ao aumentar a temperatura de superaquecimento, de evaporação e o número de extrações da turbina.

É importante salientar que o presente trabalho tem como objetivo analisar apenas a eficiência máxima do ciclo operando com o fluido de trabalho orgânico e, através dela, analisar outros parâmetros, não levando em conta perdas e eficiência dos outros equipamentos envolvidos no ciclo, como bombas, turbinas, condensadores e demais perdas.

3 METODOLOGIA

Baseando-se na definição de Santos (2002), trata-se de uma pesquisa descritiva, quanto aos objetivos, de tipologia bibliográfica com investigação em livros e artigos de periódicos. O instrumento de coleta de dados utilizado foi o software *Engineering Equation Solver* (conforme subseção 3.1). Apresenta como universo a termodinâmica e como *corpus* o ciclo Rankine orgânico regenerativo.

Quadro 1 - Quadro ilustrativo dos procedimentos metodológicos adotados.

PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	
Universo	Termodinâmica.
Corpus	Ciclo Rankine orgânico regenerativo.
Tipo de pesquisa quanto aos objetivos	Descritiva.
Fontes dos dados	Pesquisa bibliográfica.
Procedimento de coleta de dados	Pesquisa bibliográfica na produção textual, utilizando o software <i>Engineering Equation Solver</i> como instrumento de coleta dos dados.

Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

3.1 Escolha do fluido orgânico

A seleção de fluidos orgânicos adequados nas plantas ORC deve ter as seguintes características desejáveis: temperatura e pressão críticas baixas, volume específico pequeno, baixa viscosidade e tensão superficial, alta condutividade térmica, estabilidade térmica adequada, não corrosivo, não tóxico e compatível com o material do motor e óleo lubrificante (BARAL; KIM, 2014). Por se tratar de um projeto que visa a sustentabilidade, seria incoerente utilizar um fluido de trabalho que pudesse causar algum dano ao meio ambiente ou à saúde.

3.2 Recursos utilizados

Foi utilizado o software *Engineering Equation Solver* (EES). É um software capaz de resolver equações em geral e muito utilizado na termodinâmica, uma vez que já possui dados como de entropia, entalpia, temperatura crítica, etc., intrínsecas. Portanto, com esta base de dados e a possibilidade que ele tem de resolver equações diferenciais, integrais e otimizações, o EES foi a ferramenta principal para fazer as simulações de maneira precisa e prática.

Com os dados de entrada: fluido de trabalho, temperatura de evaporação (T_{ev}), temperatura de superaquecimento (T_{sup}), pressão da caldeira (P_b), foi possível fazer simulações que encontrassem, através de iterações, o melhor momento, na turbina, para extrair o vapor e obter a eficiência máxima. A importância de saber este momento é que as extrações de vapor da turbina reduzem o seu trabalho.

O outro *software* utilizado foi o Microsoft Office Excel 2013. Através dele, os dados calculados do EES, foram analisados e estudados através de suas ferramentas, gerando gráficos.

3.3 Coleta, processamento e análise dos dados

Primeiramente foi desenvolvido um modelo no EES para cada número de extrações. O programa consistiu em varrer todas as eficiências possíveis extraídas ao longo dos diversos pontos da turbina. Isso foi possível por meio da pressão na turbina que decresce à medida que o vapor é expandido dentro dela. Para o caso de duas ou mais extrações, foram extraídas combinações de extração na turbina que forneciam as eficiências. Com isso, o programa coletava a eficiência máxima (de todas as eficiências encontradas), bem como todos os seus parâmetros de pressão, temperatura de superaquecimento, temperatura de evaporação entre outros dados.

Com os dados coletados pelo EES, utilizou-se o Microsoft Office Excel 2013 gerando diversos gráficos que posteriormente foram analisados para a obtenção dos resultados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Fluido orgânico

No trabalho “Thermodynamic Modeling of the Solar Organic Rankine Cycle with Selected Organic Working Fluids for Cogeneration” (BARAL; KIM, 2014), já citado anteriormente, foram modelados 15 (quinze) fluidos orgânicos termodinamicamente num Ciclo Rankine Orgânico e assim, medidas as performances e aptidões de cada fluido. Dos 15 (quinze) fluidos investigados, os fluidos RC318 e R123 ofereceram uma performance muito atrativa, mas eles requerem precauções ambientais devido ao alto poder de depleção da camada de ozônio e alto poder de aquecimento global. Já os fluidos R134a e R245fa foram os mais apropriados para os Sistemas de Cogeração Solar com Ciclos Rankines Orgânicos de baixa e média temperatura. Este trabalho ainda enfatiza a escolha de fluidos orgânicos adequados nas plantas ORC que deve ter as seguintes características desejáveis; baixa temperatura e pressão críticas adequadas: volume específico pequeno, baixa viscosidade e tensão superficial, alta condutividade térmica, estabilidade térmica adequada, não corrosivo, não tóxico e compatível com o material do motor e óleo lubrificante.

Estudos publicados por Lakew e Bolland (2010), Sauret e Rowlands (2011) e Gu e Sato (2002) também mostram que o fluido R134a é um bom fluido de trabalho e atende a estes requisitos.

É interessante que a temperatura de saturação do fluido de trabalho esteja próximo de 40 °C porque ele precisa perder calor para o meio quando chegar no condensador. Para o R134a, à temperatura ambiente, por exemplo, a $T_{sat} = -14,9\text{ °F} = -26,1\text{ °C}$ (HUBER; MCLINDEN, 1992), isso significa que seria difícil fazer o fluido de trabalho perder calor para o meio estando a esta temperatura. Como solução para este problema, precisou-se aumentar a pressão de quando ele está no condensador (sai da turbina).

Analisando a tabela *Thermodynamic Properties of R134a* (HUBER; MCLINDEN, 1992), tem-se que para na temperatura de 40 °C, a pressão de saturação é $P_{sat} = 1016,5\text{ kPa}$. Por tanto, para os cálculos realizados, foi adotada uma pressão de $P = 1000\text{ kPa}$.

A temperatura crítica do R134a é de $213,9\text{ °F} = 101,08\text{ °C}$. Trata-se de um fluido utilizado para sistemas de baixa temperatura (HUBER; MCLINDEN, 1992). Para as

temperaturas de superaquecimento, escolheu-se um valor um pouco acima da temperatura crítica e foi-se aumentando a partir desse valor, sendo utilizado os seguintes valores: 120, 140, 160, 180, 200 e 300 °C. Iriam ser feitos cálculos para as temperaturas de 400 °C e 500°C, entretanto os valores da eficiência para essas temperaturas só tendem a diminuir e isso será possível ver e entender logo em seguida. E como os objetivos do presente trabalho giram em torno da máxima eficiência, não faria sentido seguir com os cálculos para estas temperaturas mais altas.

É importante salientar também que o ciclo Rankine é um ciclo térmico e sabe-se que nenhuma máquina térmica pode alcançar um rendimento de 100%. Supondo condições ideais em que não há perdas de calor, e de que os trabalhos na bomba e na turbina são isentrópicos, pode-se calcular a eficiência máxima para este ciclo através da equação da máquina de Carnot:

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (16)$$

Para este ciclo, a temperatura máxima da fonte quente varia de 120 até 300 °C. Considerando que a temperatura da fonte fria é a do condensador, será então de 40°C. Isso implica que as eficiências máximas para cada temperatura de superaquecimento são as indicadas na tabela 1:

Tabela 1 - Eficiência de Carnot para cada temperatura de superaquecimento.

T_{superaquecimento} (°C)	Eficiência
120	0,203562
140	0,242131
160	0,277136
180	0,309051
200	0,338266
300	0,453752

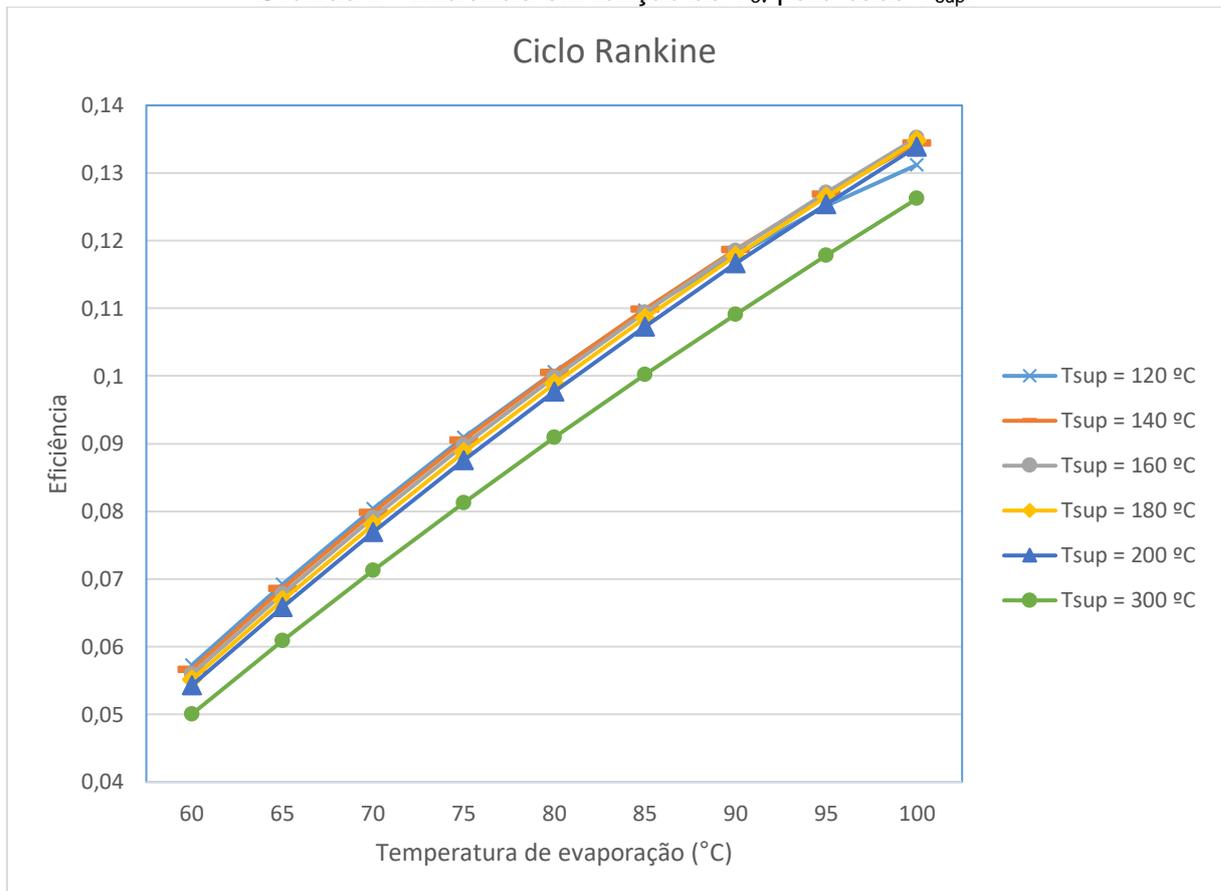
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Isto implica dizer que, por exemplo, uma máquina operando com uma temperatura de 120 °C na fonte quente e 40 °C da fonte fria, jamais terá uma eficiência maior ou igual a 20,3562%.

4.2 Eficiência máxima em função da temperatura de evaporação

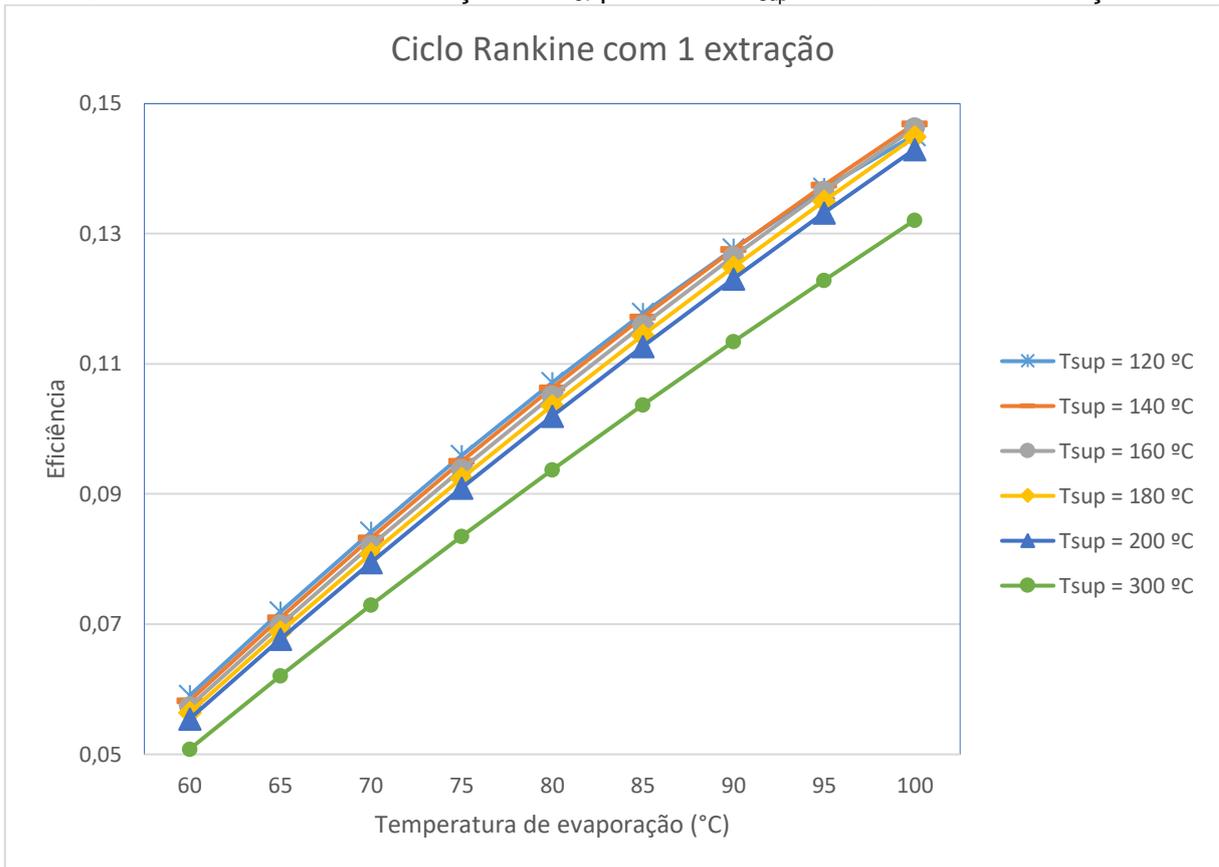
Inicialmente foi observado o comportamento da eficiência do Ciclo Rankine Orgânico Regenerativo em função do número de extrações. Foram realizados testes para o ciclo sem nenhuma extração, e com até 4 extrações, como mostrado nos gráficos de 1 até 5.

Gráfico 1 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} .



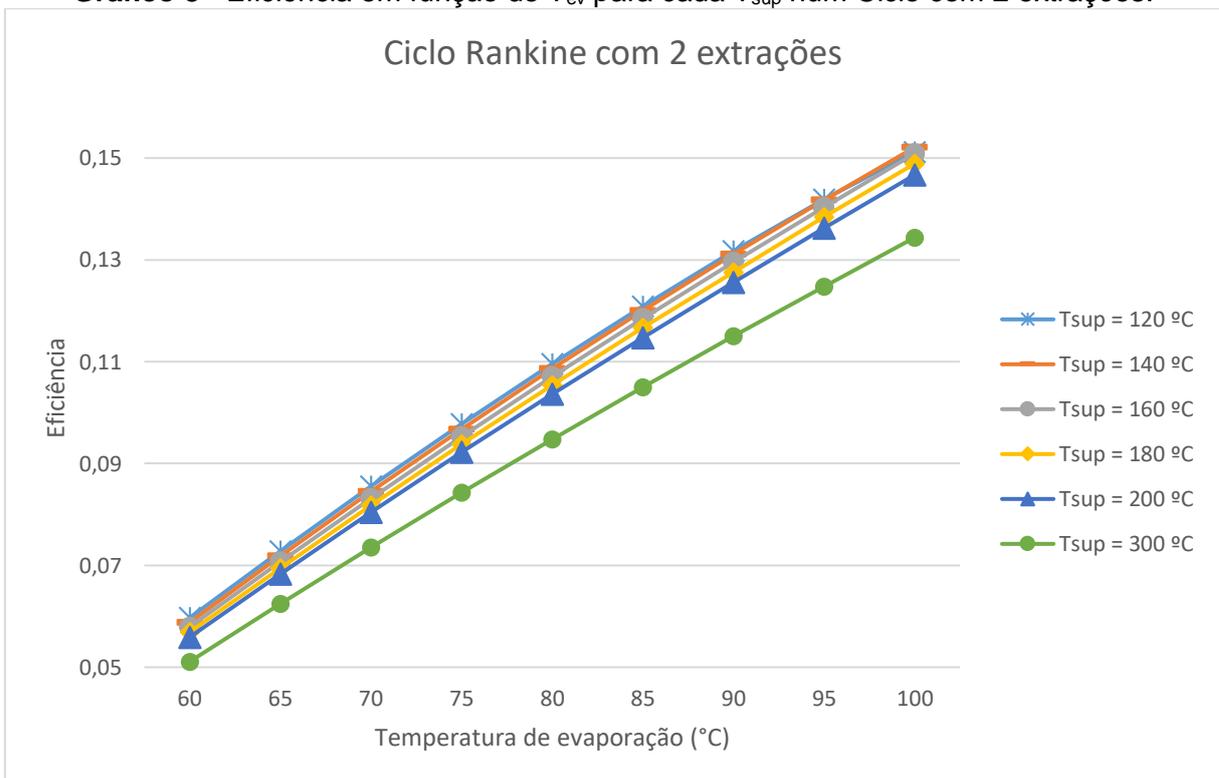
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 2 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 1 extração.



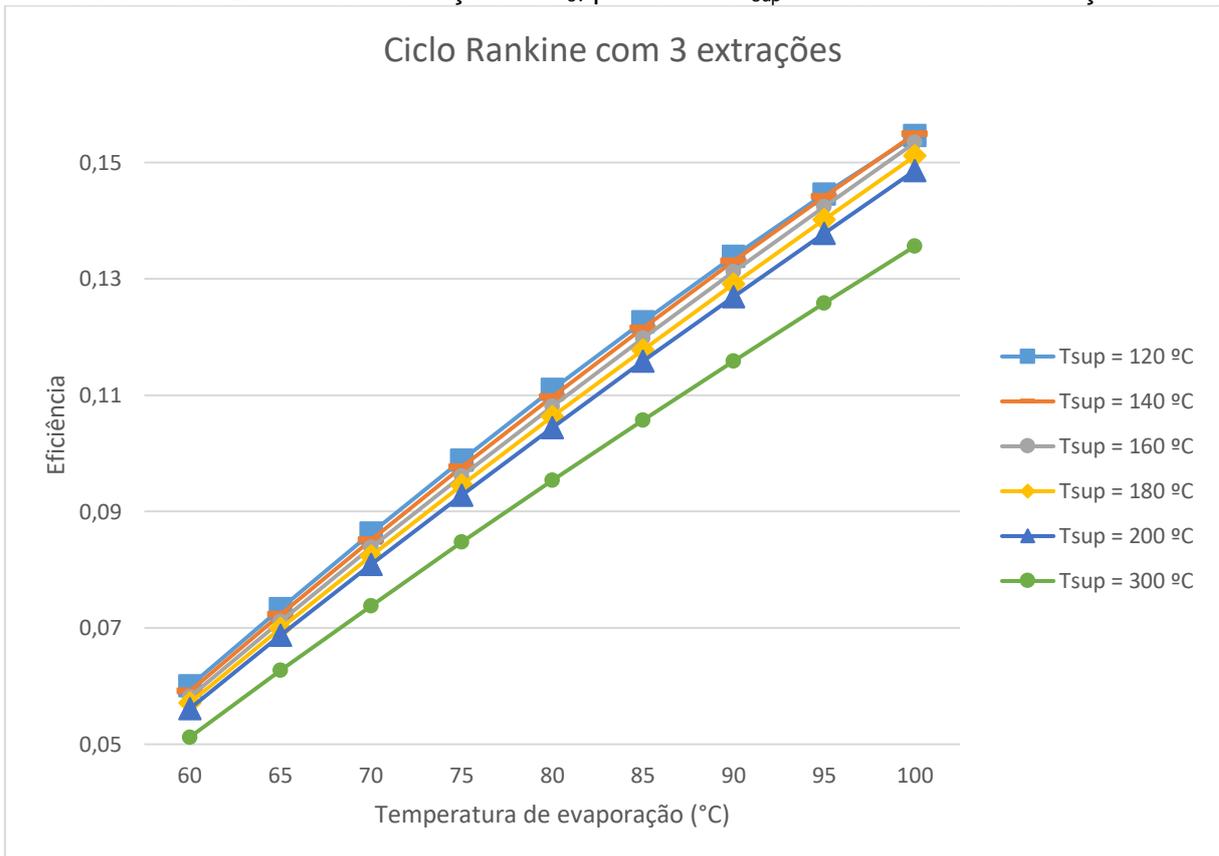
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 3 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 2 extrações.



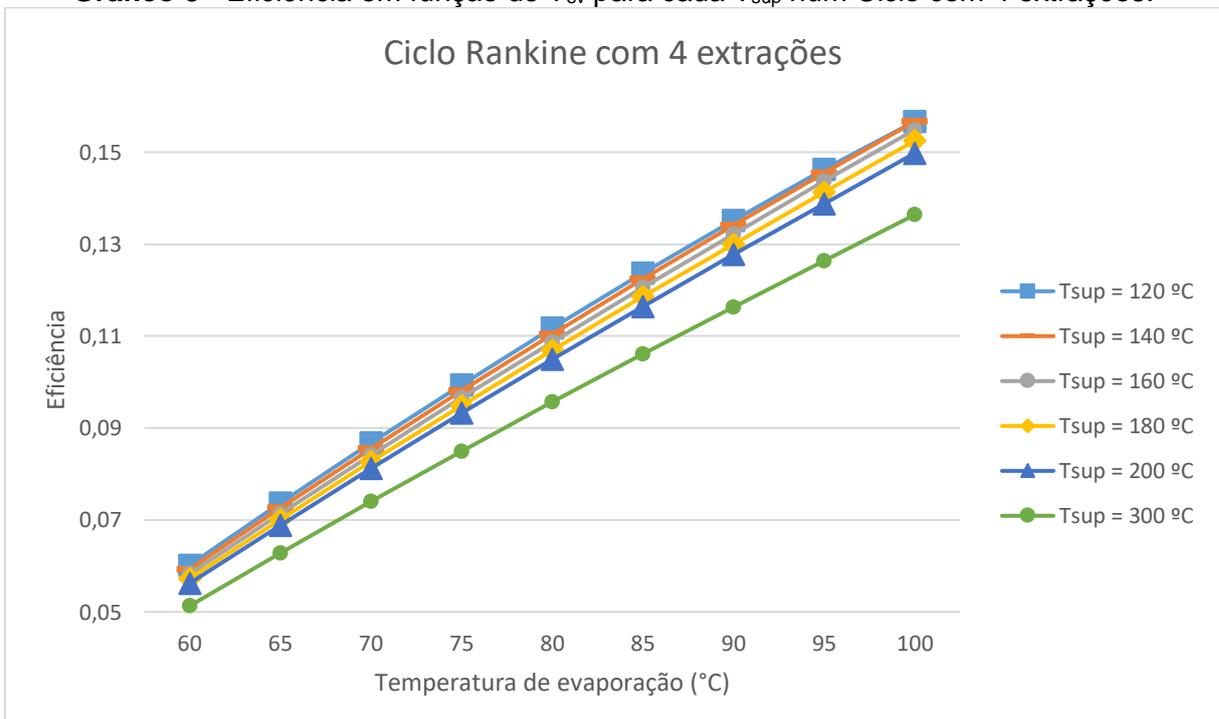
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 4 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 3 extrações.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 5 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} num Ciclo com 4 extrações.

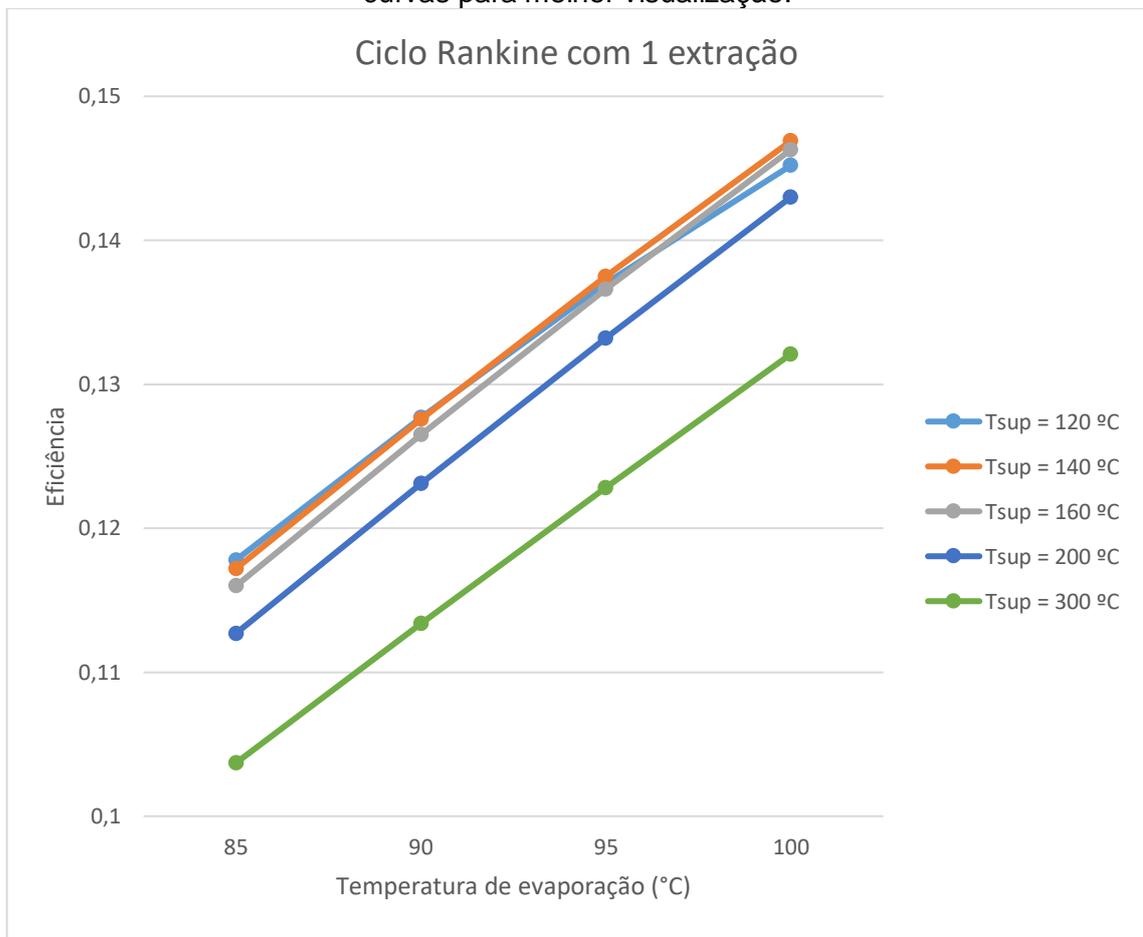


Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

As curvas para as temperaturas de 120, 140 e 160 °C ficaram muito próximas. Em todos os casos foi possível observar um aumento da eficiência para um aumento no número de extrações.

Foi observado também que o aumento da temperatura de superaquecimento não é tão favorável para esse tipo de sistema devido ao fluido de trabalho, o R134a. Ou seja, ao aumentar a temperatura de superaquecimento, há uma diminuição na eficiência. Este efeito está melhor representado no gráfico 6, em que foram eliminadas algumas curvas para melhor visualização.

Gráfico 6 - Eficiência em função de T_{ev} para cada T_{sup} e com uma extração, com menos curvas para melhor visualização.



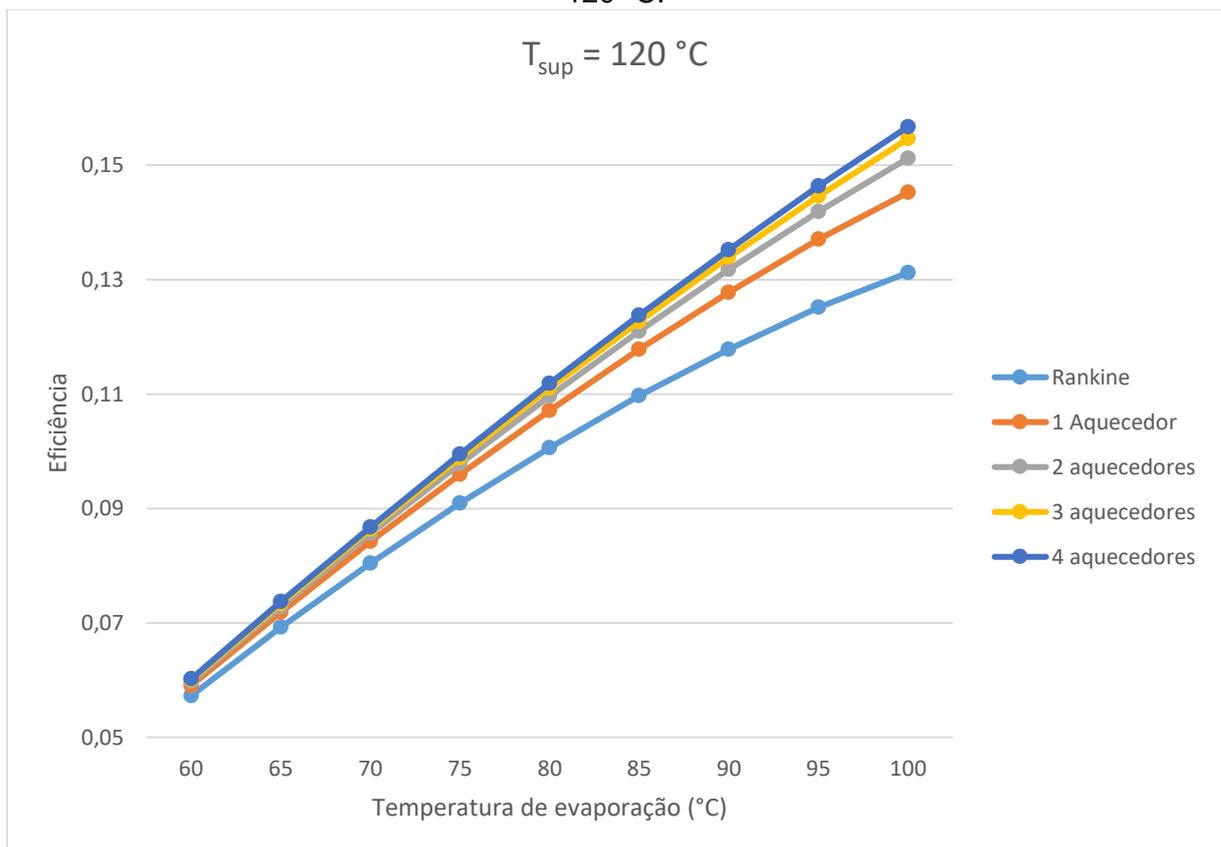
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Neste gráfico foi possível observar que a eficiência é uma das maiores para a temperatura de 120 °C. Ao aumentar a temperatura para 140 °C, a eficiência aumenta para o seu valor máximo. Todavia, ao seguir aumentando a temperatura de superaquecimento, a eficiência começa a decrescer, como é possível visualizar bem para as temperaturas de 160, 200 e 300 °C.

Esse fenômeno ocorre porque é necessário colocar muito calor para que o sistema atinja a T_{sup} e o trabalho produzido não compensa a grande quantidade de calor utilizado, logo o grande aumento da temperatura diminui a eficiência do ciclo. Outro ponto importante que foi observado é que o fluido de trabalho sai da turbina como vapor superaquecido e precisa condensar no condensador, ou seja, toda esse calor é desperdiçado. Por isso o fluido R134a é indicado para ciclos de baixa temperatura.

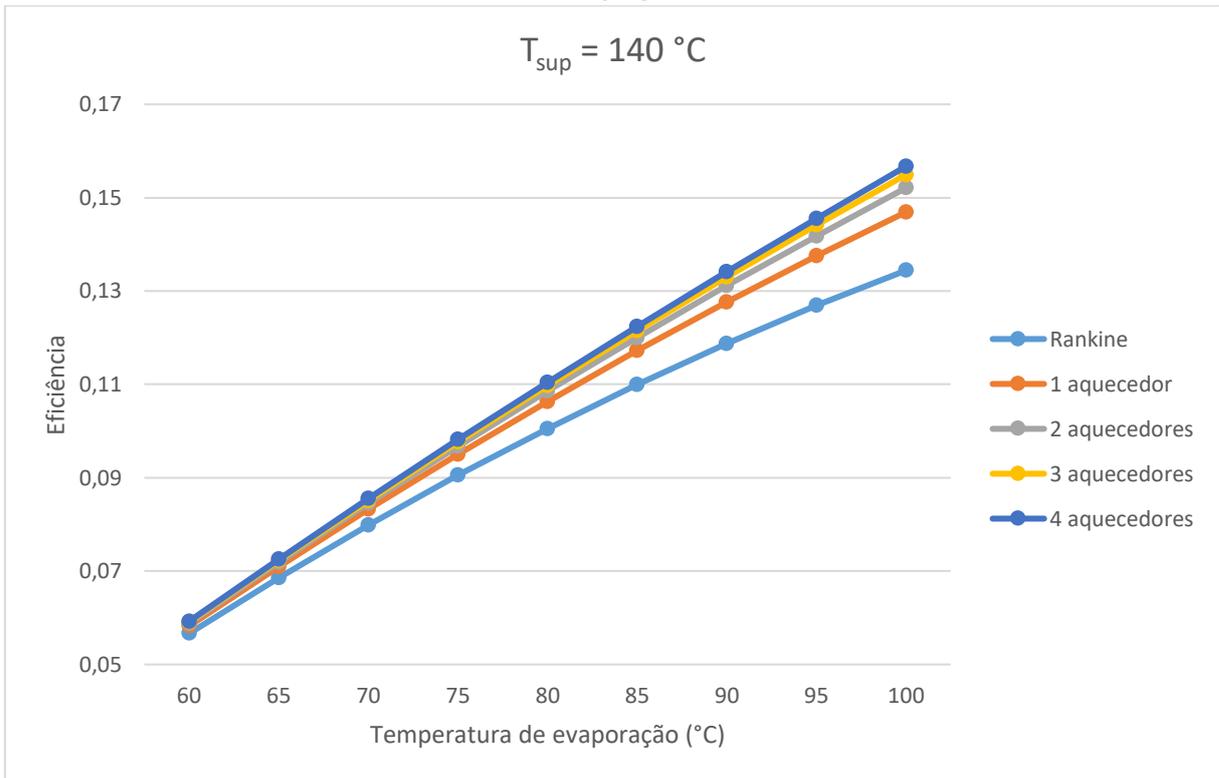
Nos gráficos de 7 a 12, tem-se a comparação da eficiência de acordo com o número de extrações para cada temperatura de superaquecimento.

Gráfico 7 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de $120\text{ }^{\circ}\text{C}$.



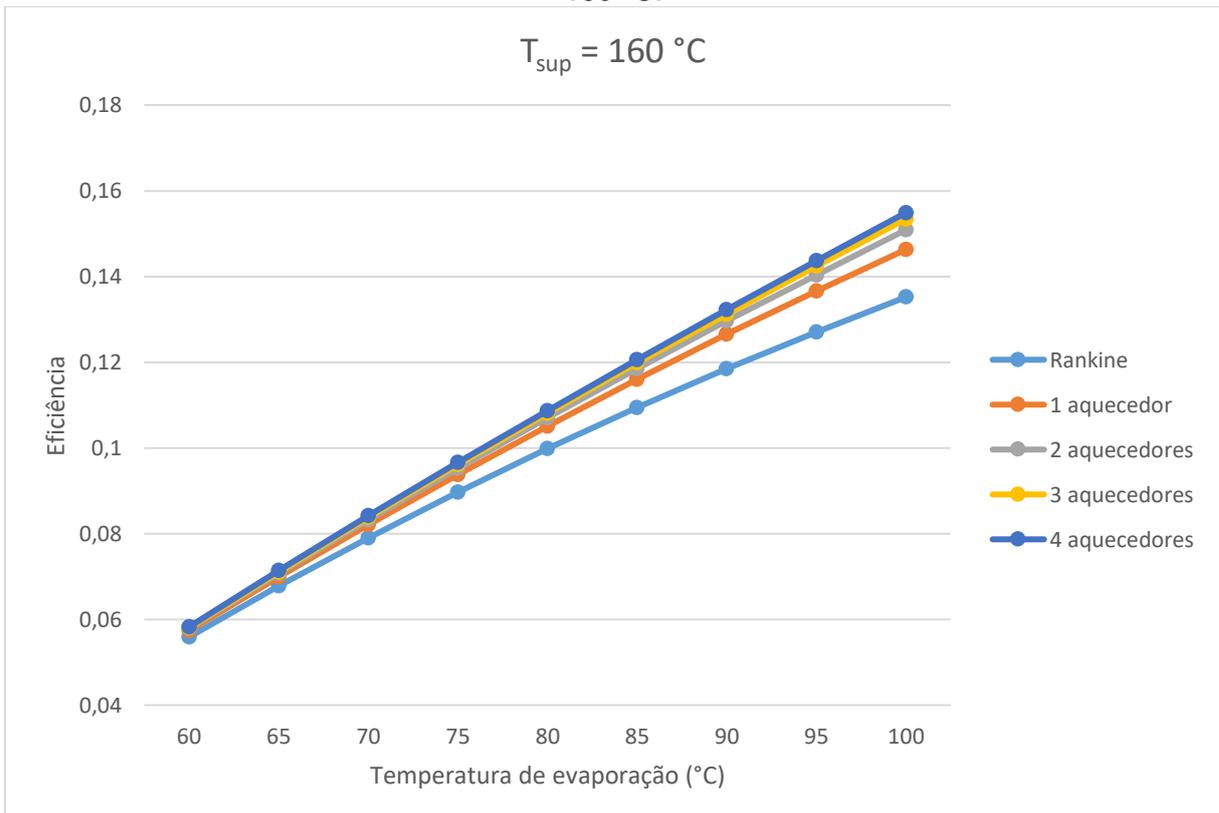
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 8 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 140 °C.



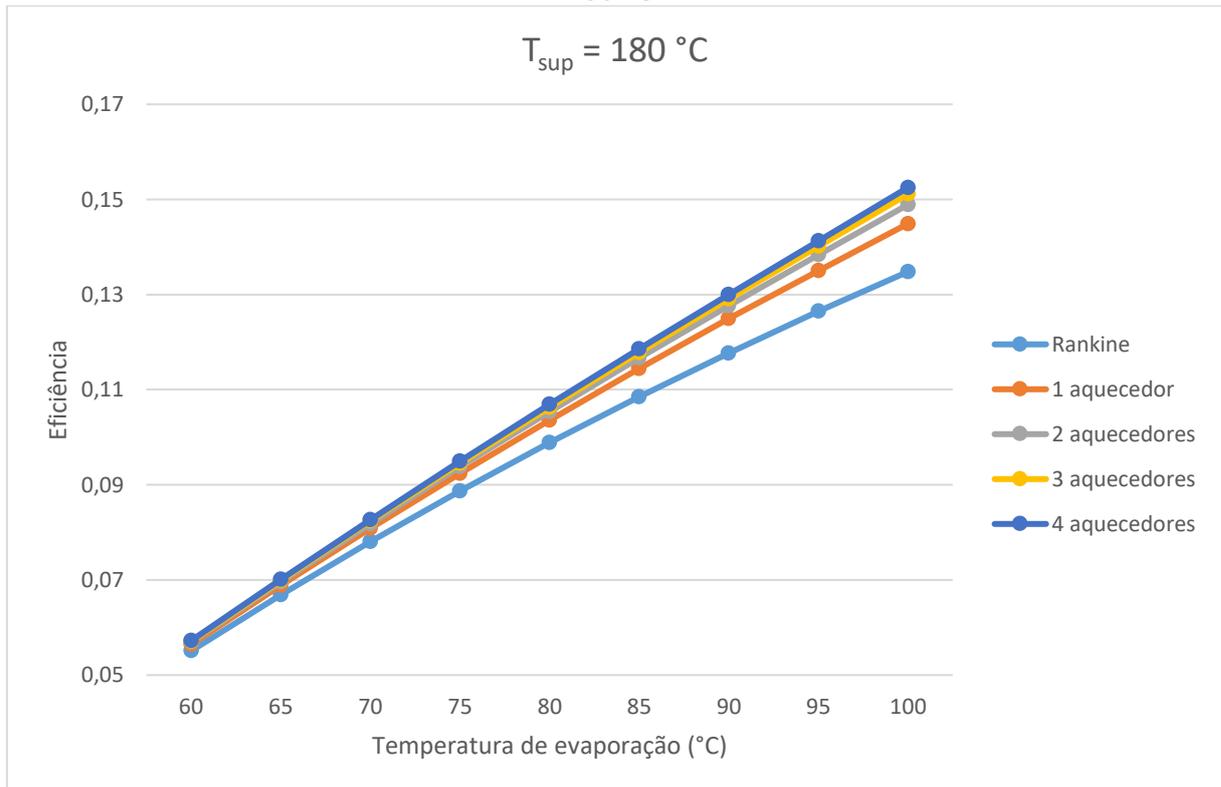
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 9 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 160 °C.



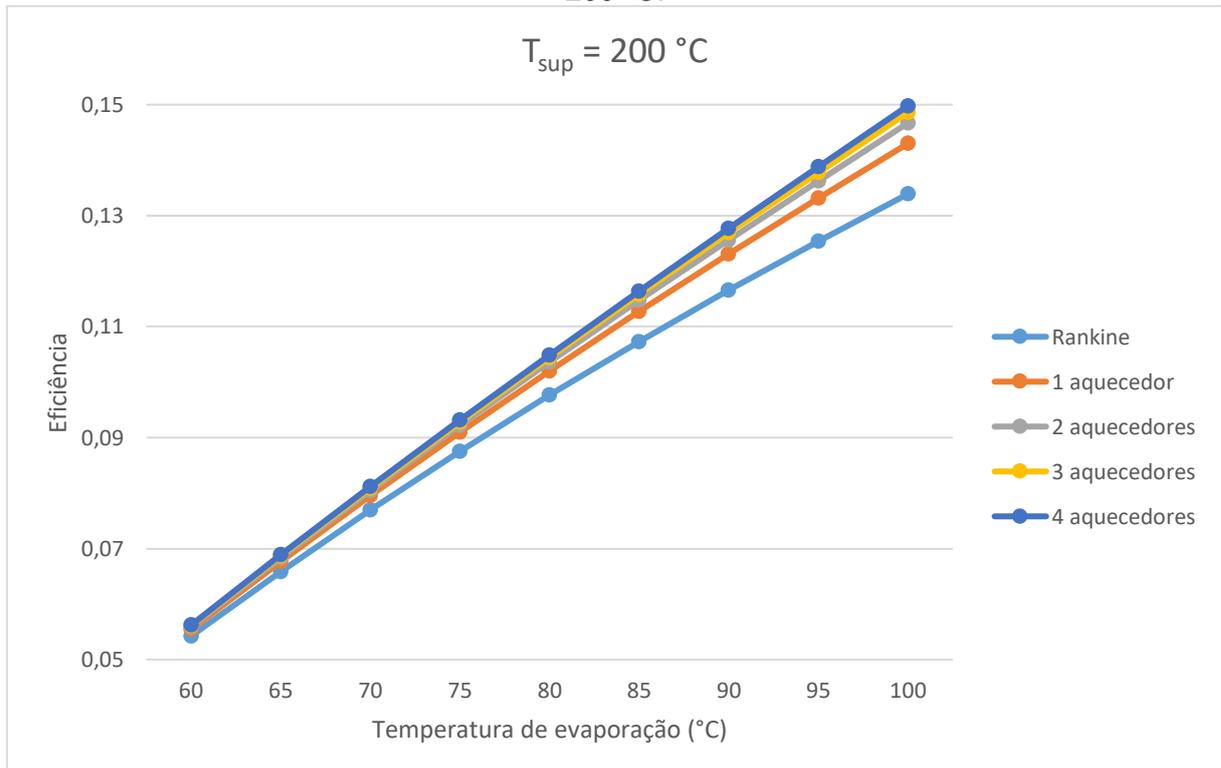
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 10 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 180 °C.



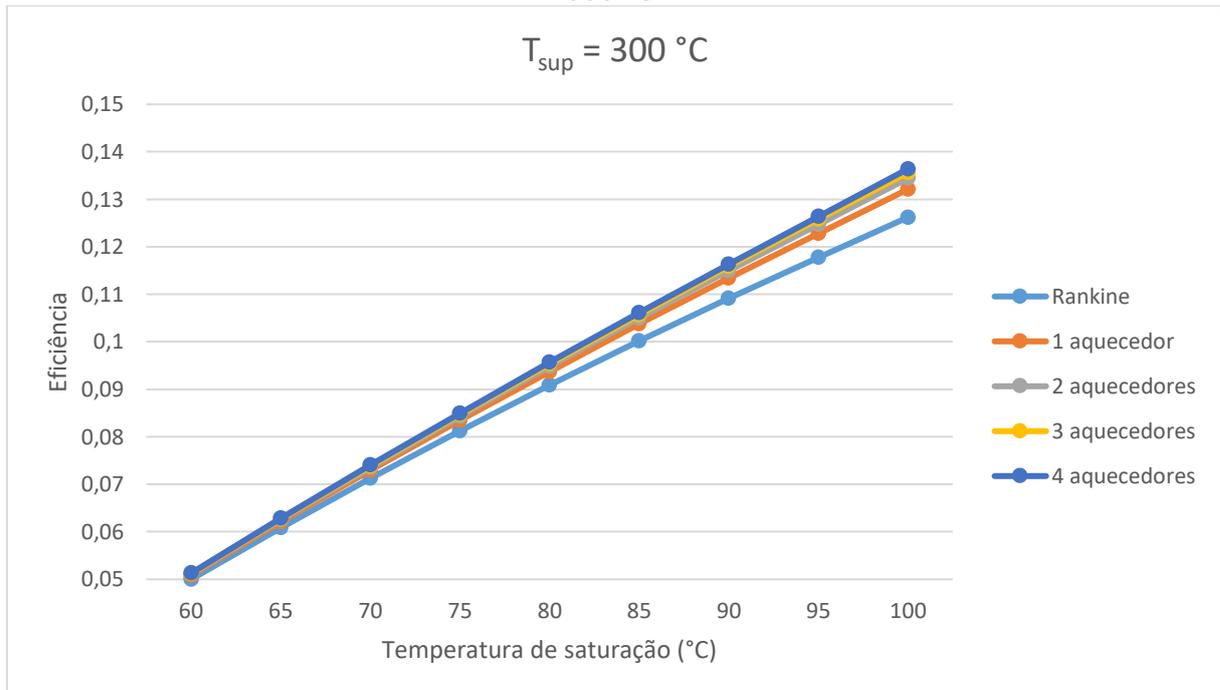
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 11 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 200 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 12 - Eficiência em função de T_{ev} para ciclos com até 4 aquecedores e para T_{sup} de 300 °C.



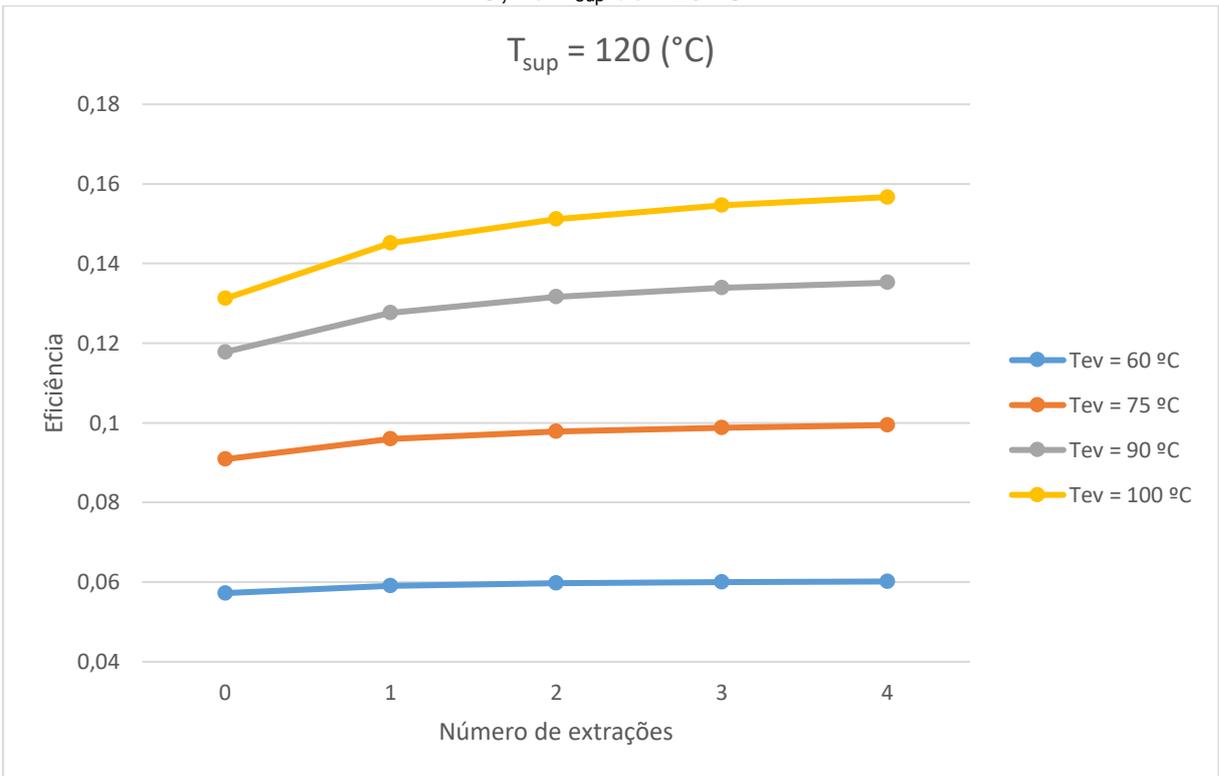
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Notou-se que para baixas temperaturas de evaporação, a eficiência estava em torno de 5 ~ 6%, para todos os ciclos. Conforme aumentou T_{ev} , aumentou-se a distância horizontal entre a curva de cada ciclo. Tornou-se então visível o aumento da eficiência dos sistemas devido ao aumento do número de extrações que são feitas na turbina. Também se tornou evidente a diminuição da eficiência devido ao aumento na temperatura de superaquecimento.

É importante ressaltar que este trabalho, além de observar como se comporta a eficiência máxima, procurou também quantificá-la para um melhor entendimento, além de outras análises aqui feitas e, assim, possibilitar um melhor conhecimento do quanto se ganha com a variação desses parâmetros.

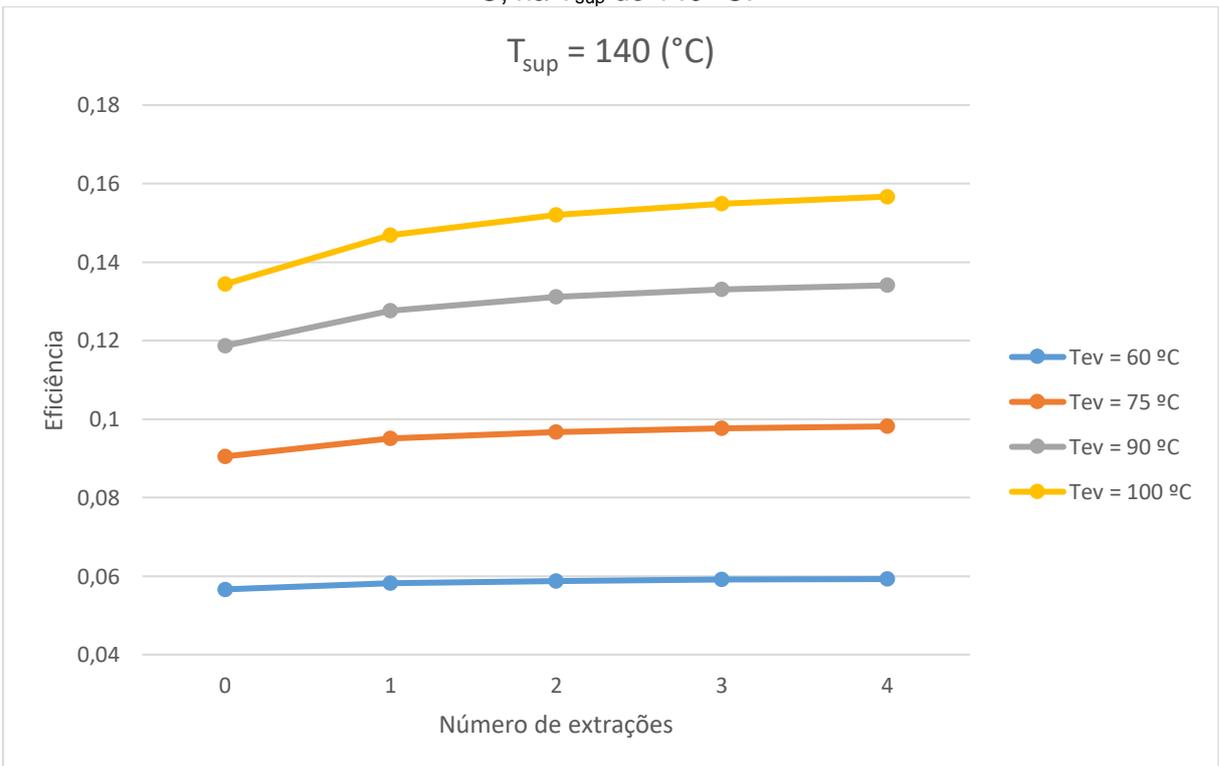
A seguir, os gráficos de 13 a 18, analisando como a eficiência se comporta com a variação do número de extrações na turbina, para diversas temperaturas de evaporação em cada temperatura de superaquecimento.

Gráfico 13 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 120 °C.



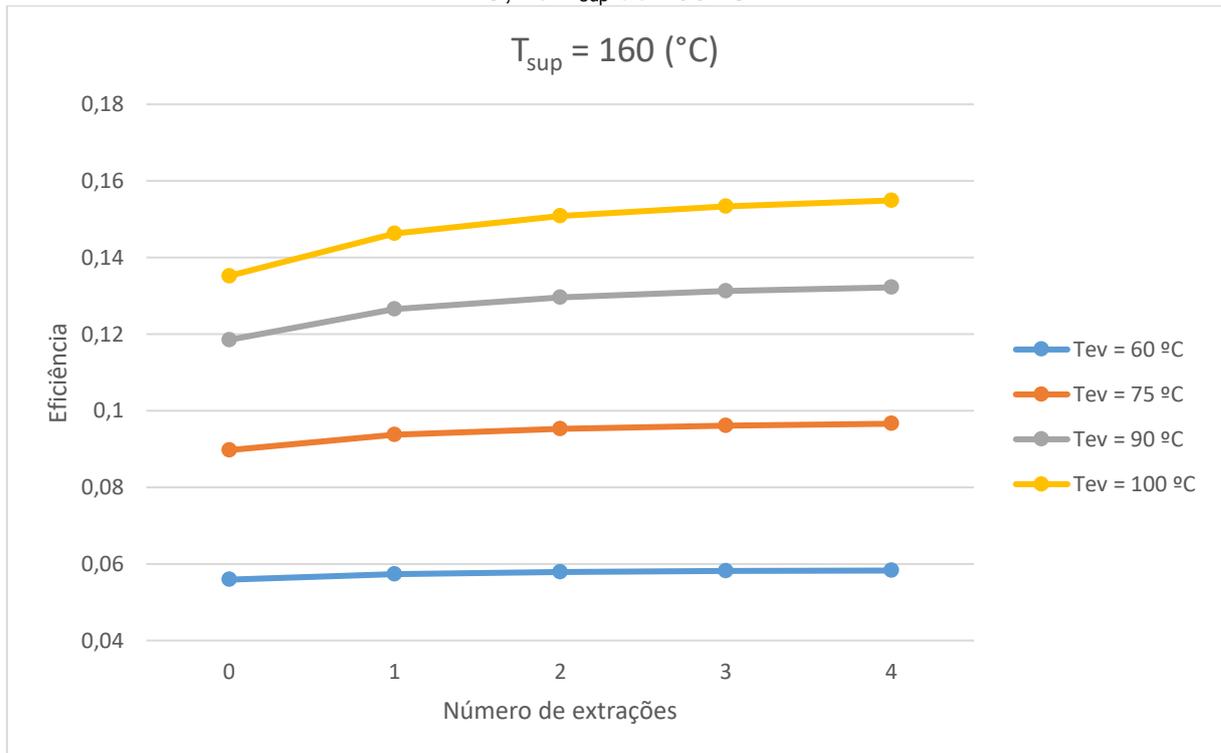
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 14 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 140 °C.



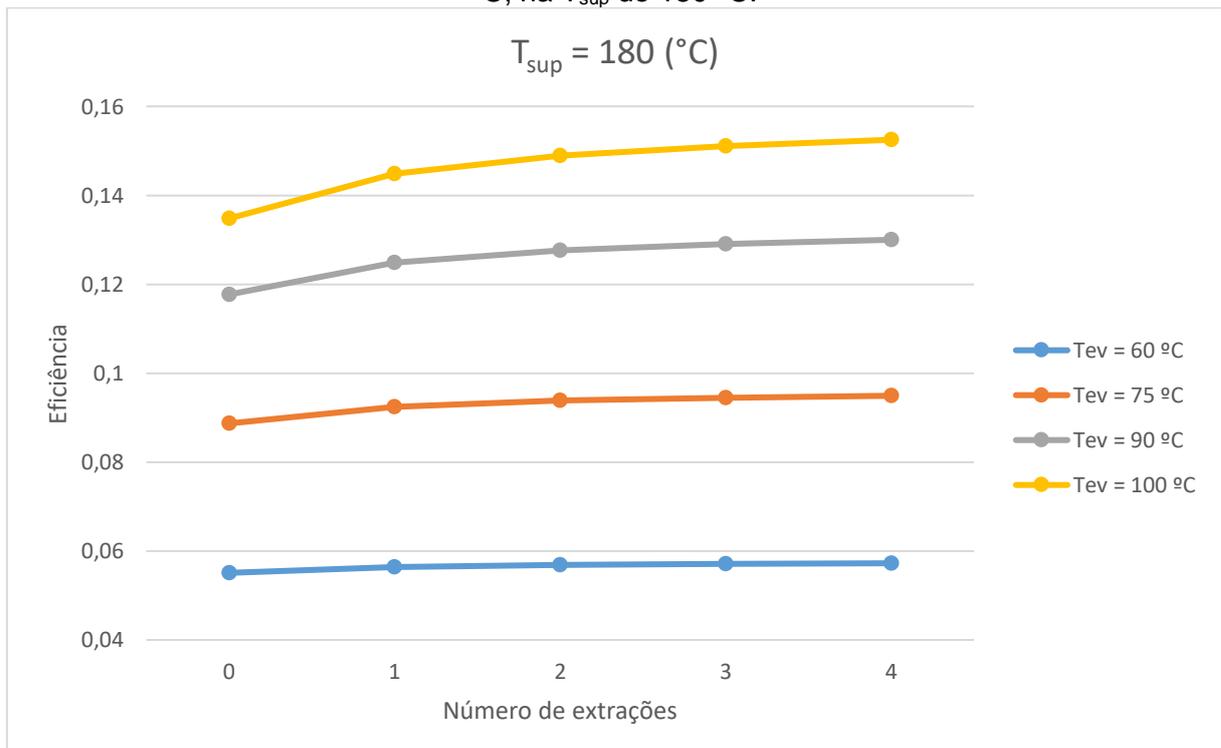
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 15 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 160 °C.



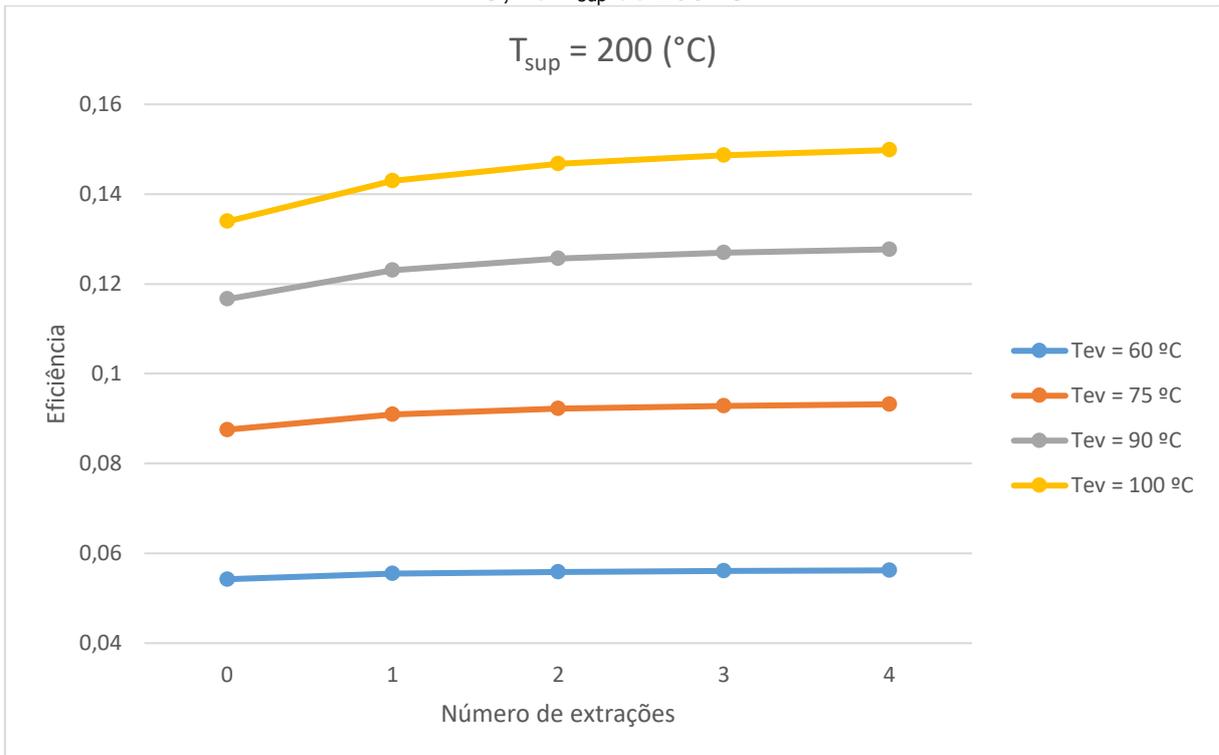
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 16 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 180 °C.



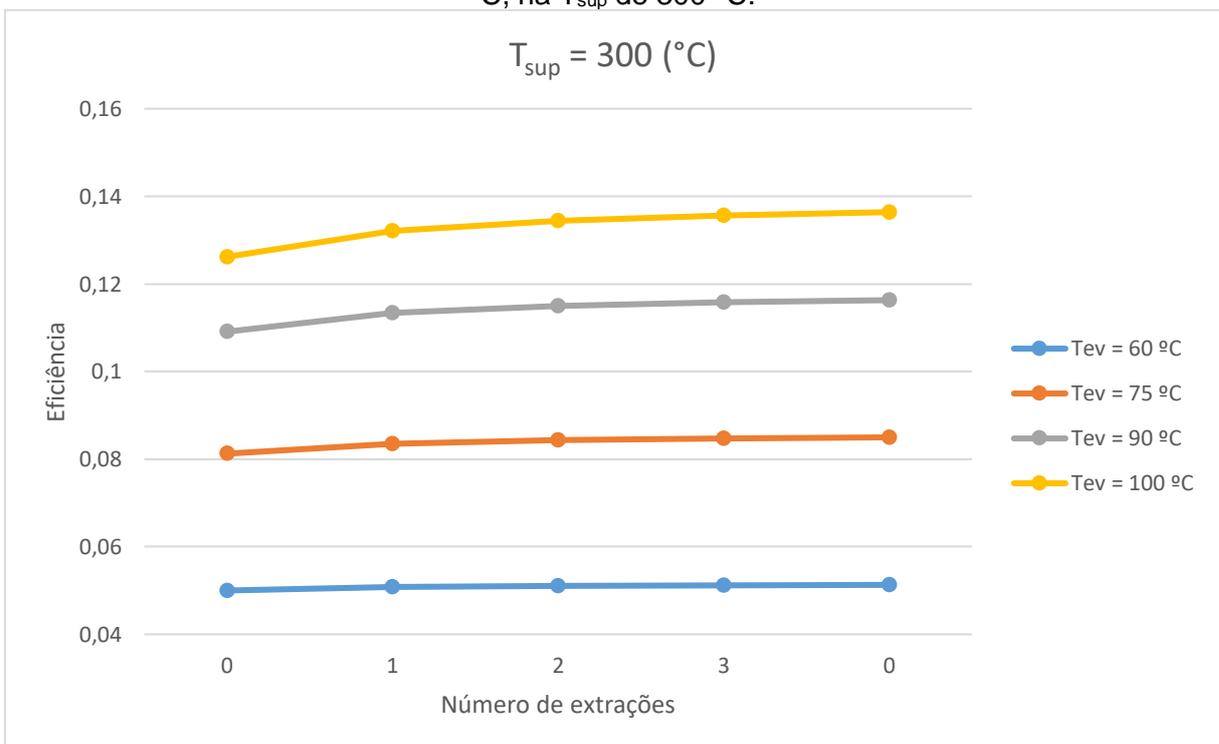
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 17 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 200 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

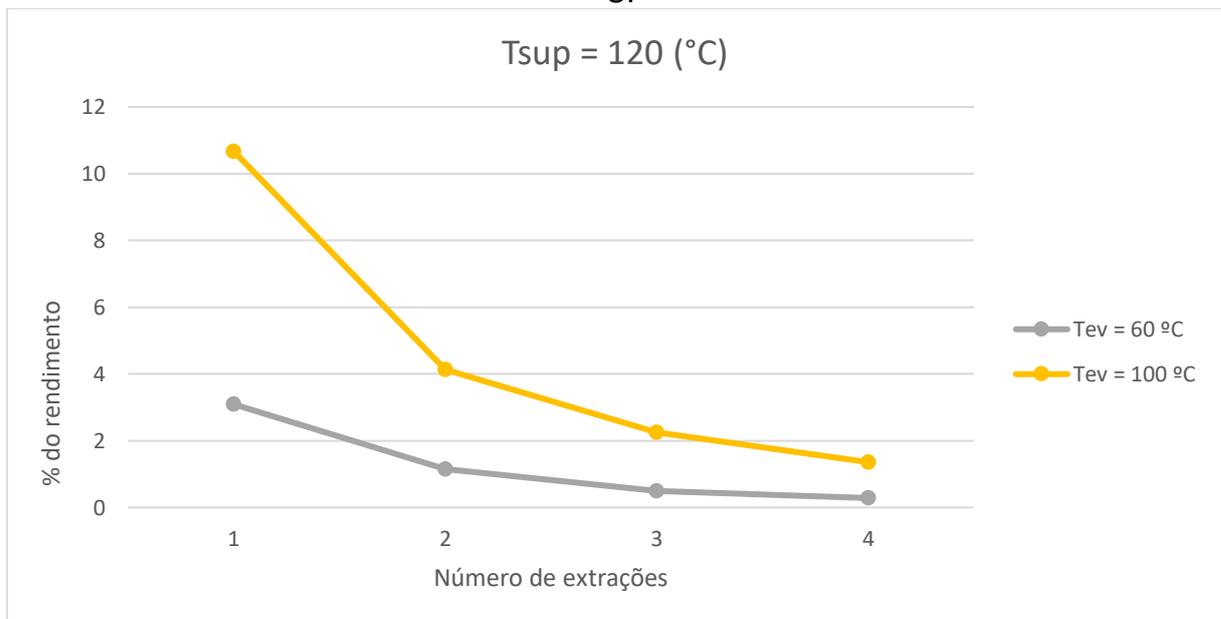
Gráfico 18 - Eficiência em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 300 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Foi possível observar que o rendimento aumentou em altas temperaturas de evaporação e, principalmente, depois que inserida a primeira extração. A partir da segunda já não há tanta variação da eficiência conforme se aumenta o número de extrações. Esse efeito pode ser melhor visualizado no gráfico 19, em que se observa um aumento de aproximadamente 11% na primeira extração, com $T_{ev} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, e de aproximadamente 5% na segunda; e para $T_{ev} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, o aumento da eficiência é de aproximadamente 3% pra a primeira extração e de 1% para a segunda. Além disso, pode-se observar mais uma vez que o aumento da temperatura de superaquecimento diminui a eficiência do ciclo.

Gráfico 19 – Variação do rendimento em função do número de extrações, para $T_{sup} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

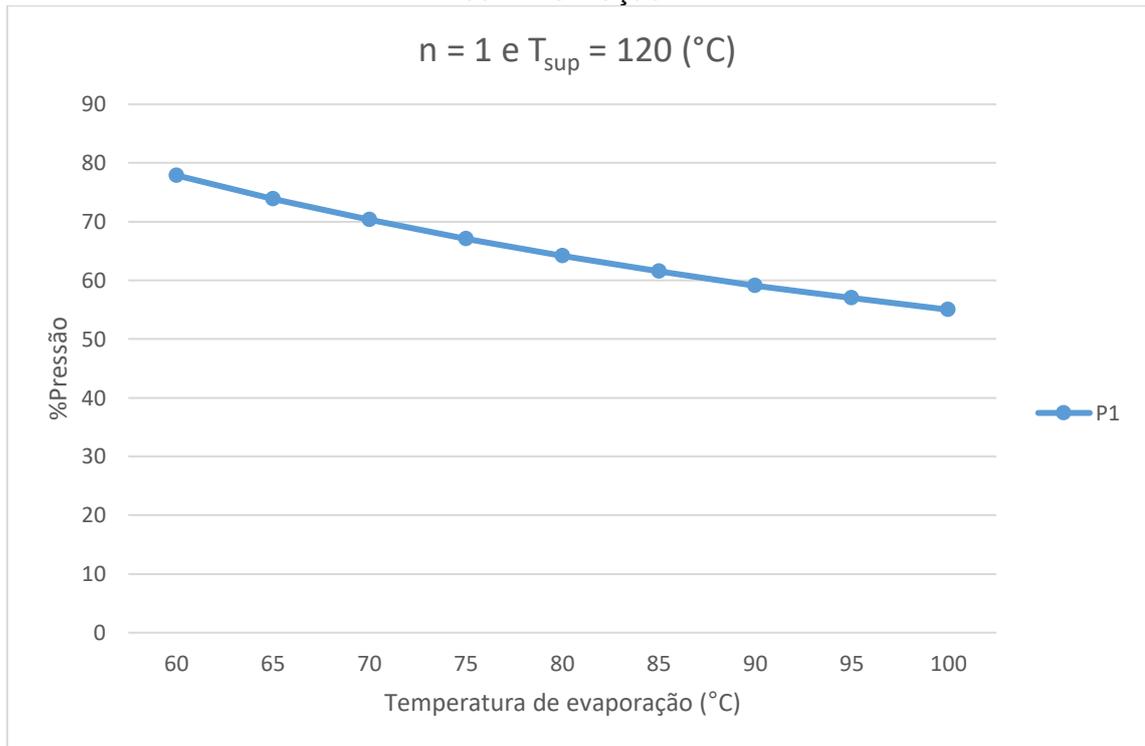


Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

4.3 Porcentagem das pressões de extração da turbina em função da temperatura de evaporação

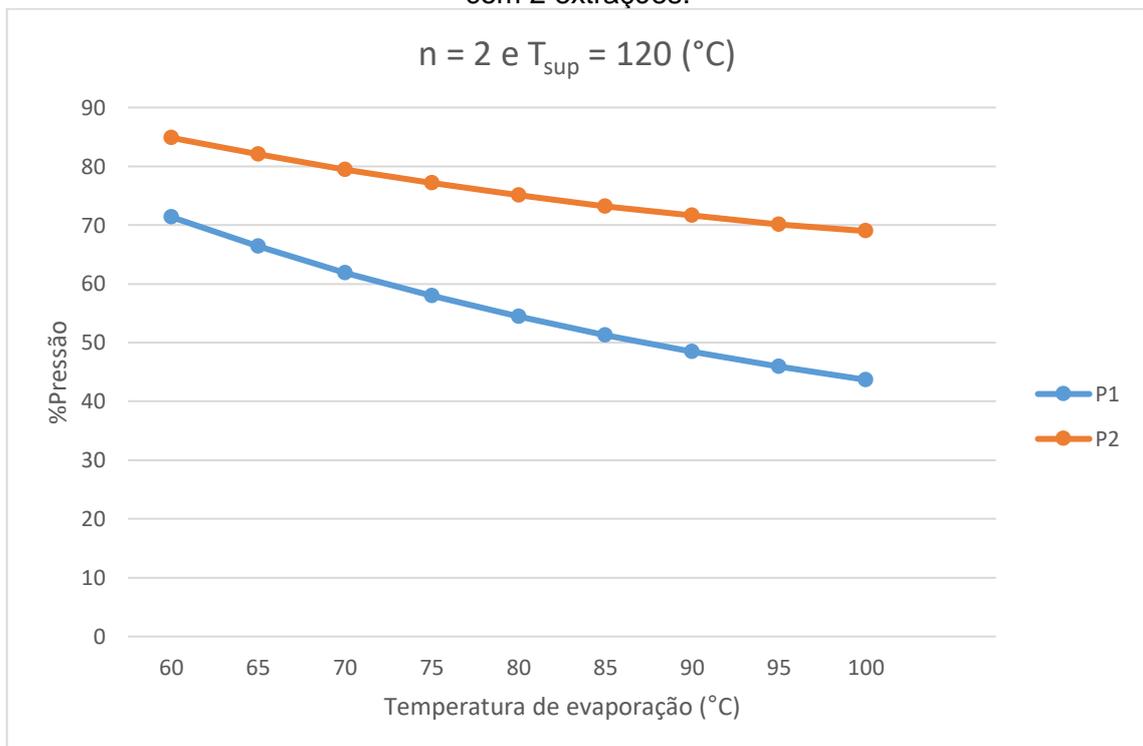
Nesta seção, foi analisada a variação em porcentagem das pressões das extrações das turbinas, para cada número de extrações (1, 2, 3 e 4), gráficos de 20 a 23. É importante ressaltar que esse valor corresponde a pressão que trouxe uma maior eficiência para o sistema se extraído neste valor, para cada temperatura de evaporação (60 a 100 °C). Foi mostrado apenas os gráficos para a temperatura de saturação de 120 °C devido a semelhança que tem com as outras temperaturas. Essas porcentagens são medidas em relação a Pressão de entrada da turbina (P_b).

Gráfico 20 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 1 extração.



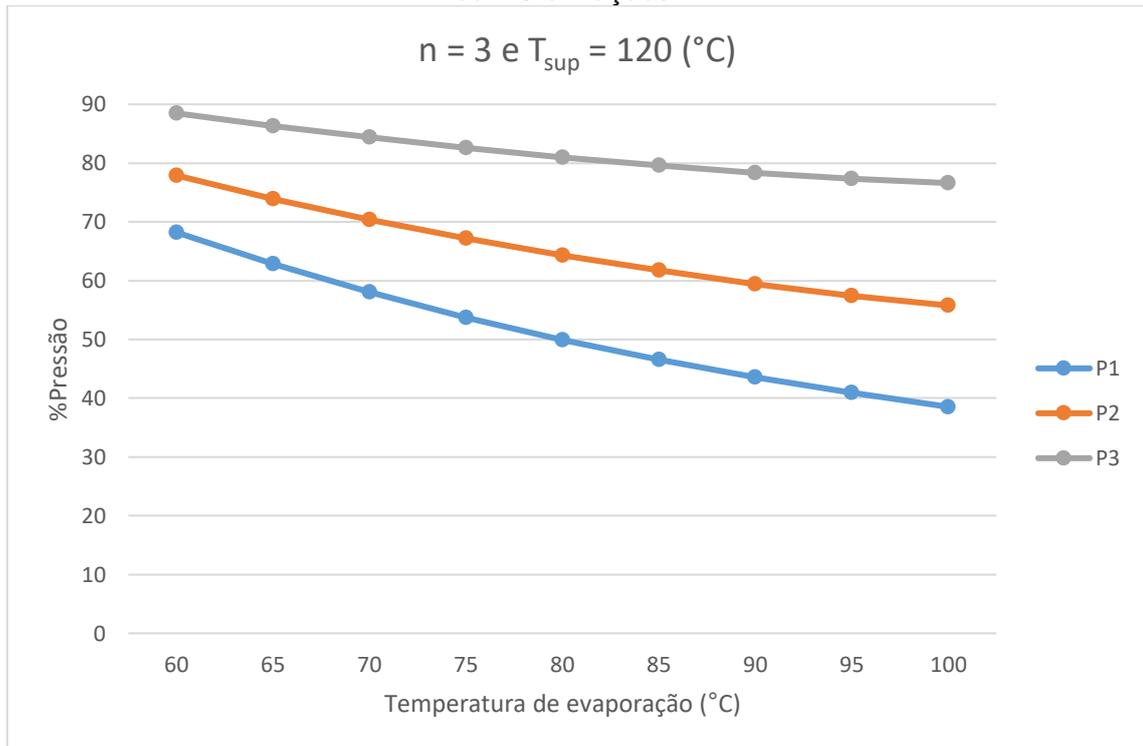
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 21 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 2 extrações.



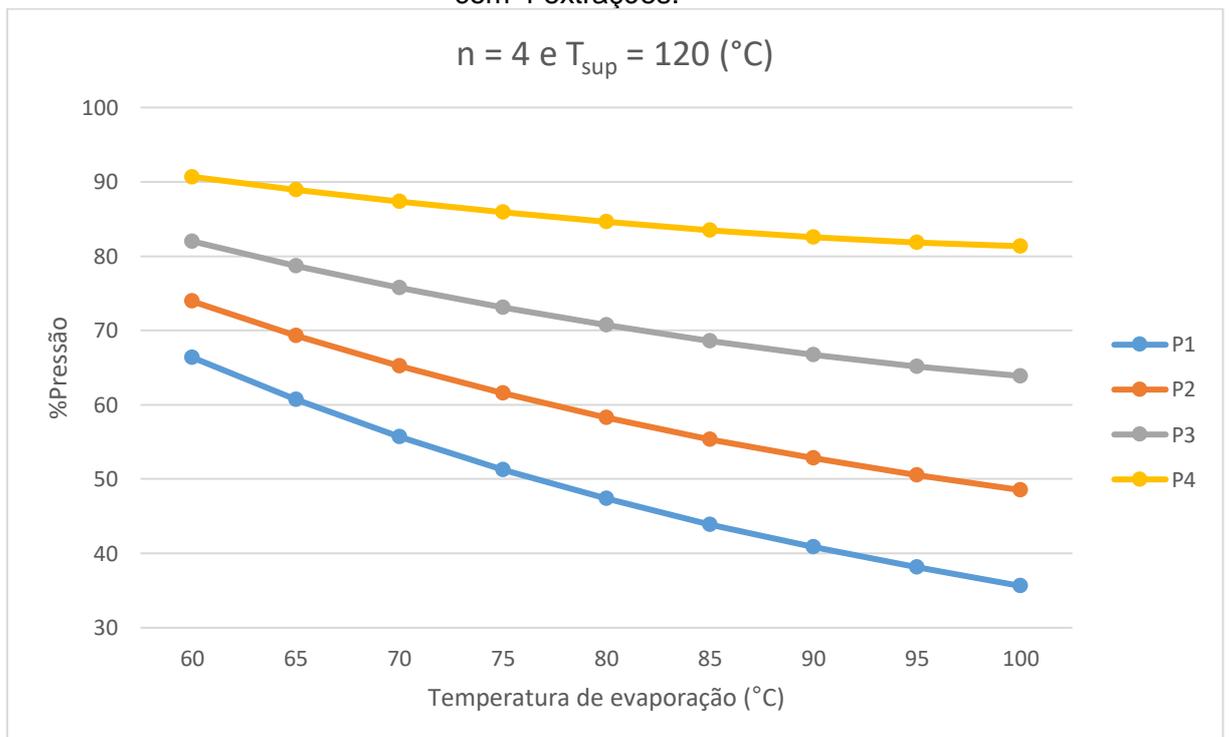
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 22 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 3 extrações.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 23 - Razão das pressões (P_n/P_b), em porcentagem, em função de T_{ev} , para o ciclo com 4 extrações.



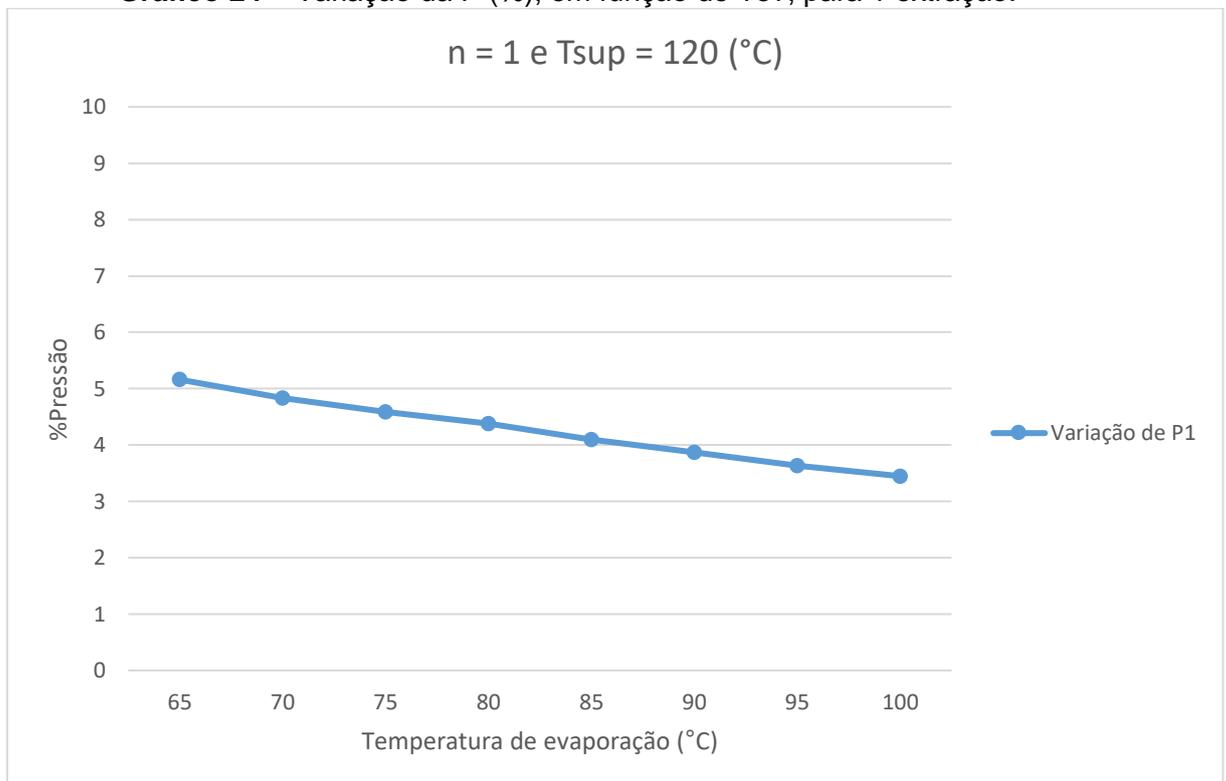
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Sabe-se que ao variar a Temperatura de Evaporação (T_{ev}), variam as pressões de extração da turbina. Ou ainda que ao aumentar T_{ev} aumenta a pressão de entrada da turbina (P_b).

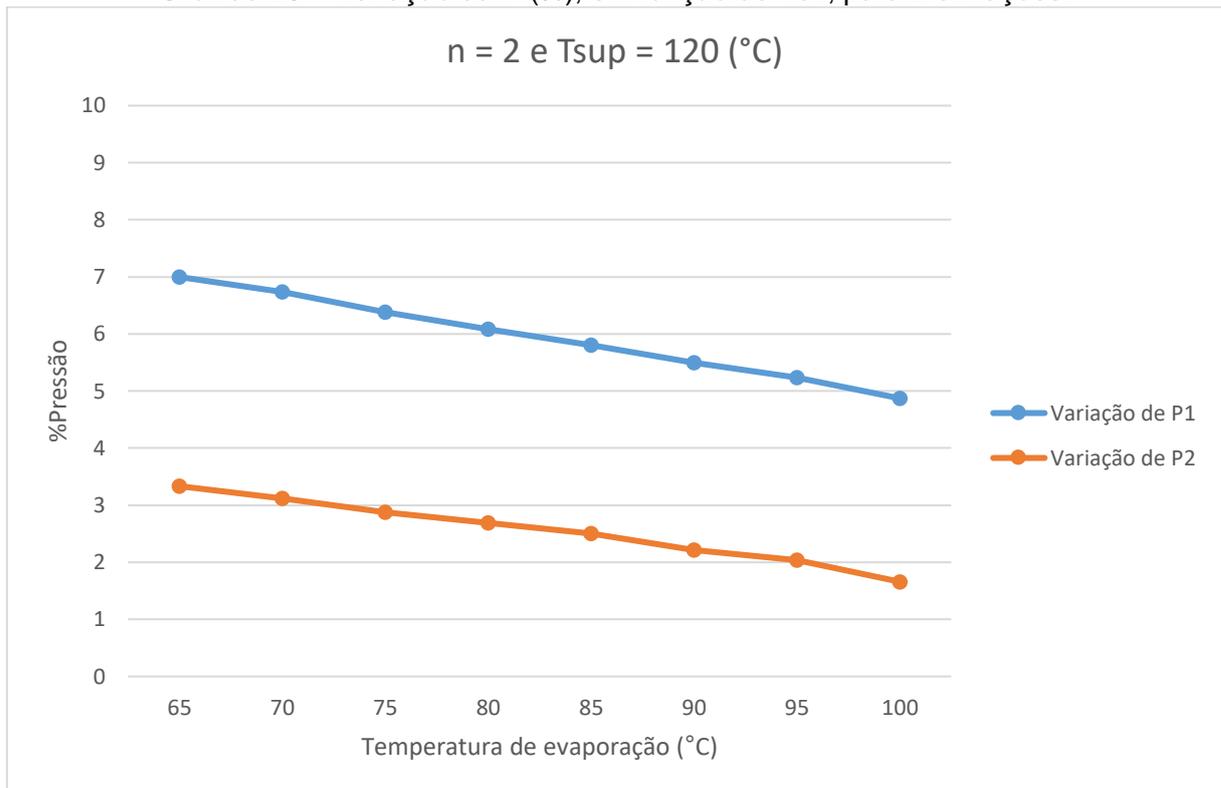
Através da análise dos gráficos aqui apresentados, é possível observar que o aumento do número de extrações na turbina provoca uma diminuição da das pressões do sistema. Observa-se também que ao aumentar aumentar T_{ev} , há um aumento em cada pressão de extração, assim como que ao incrementar mais extrações no sistema, também eleva-se as variações de pressão.

Da mesma forma, foi estudado o decréscimo de pressão (em porcentagem) que a pressão tinha, quando se aumentava a temperatura de evaporação, nos gráficos de 24 a 27. Só foi considerada a temperatura de 120 °C devido a semelhança com os outros gráficos.

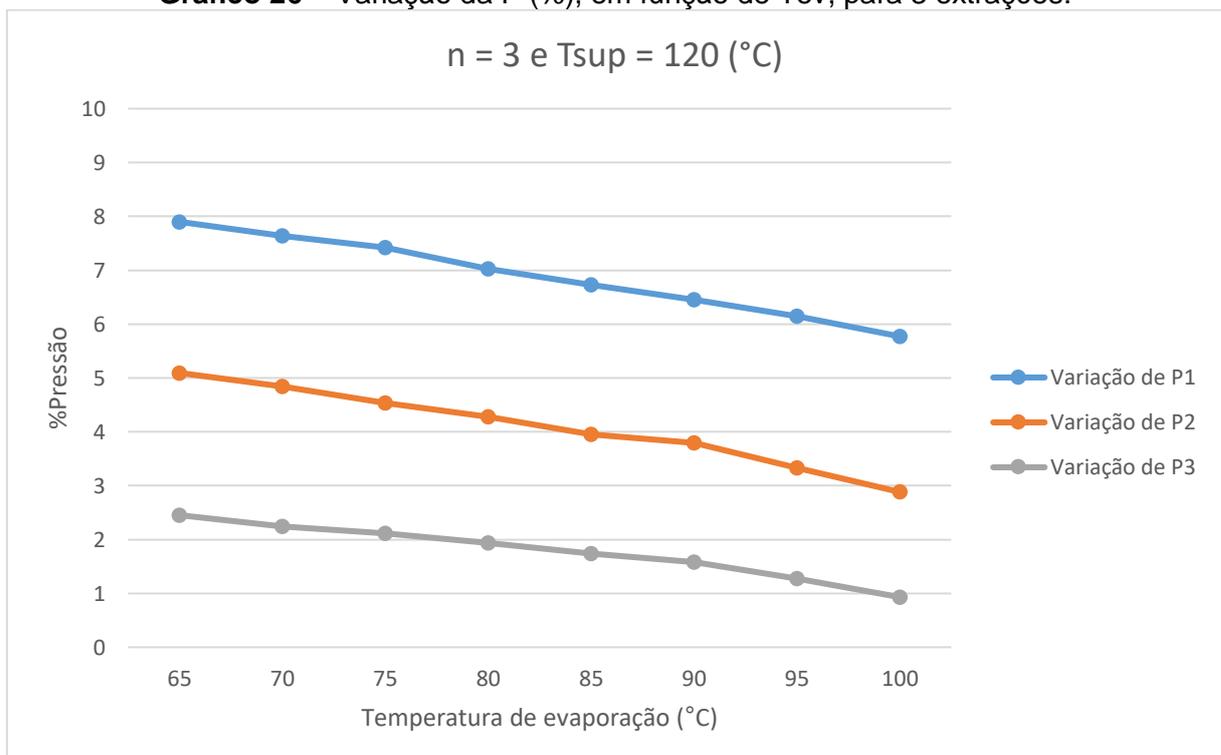
Gráfico 24 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 1 extração.



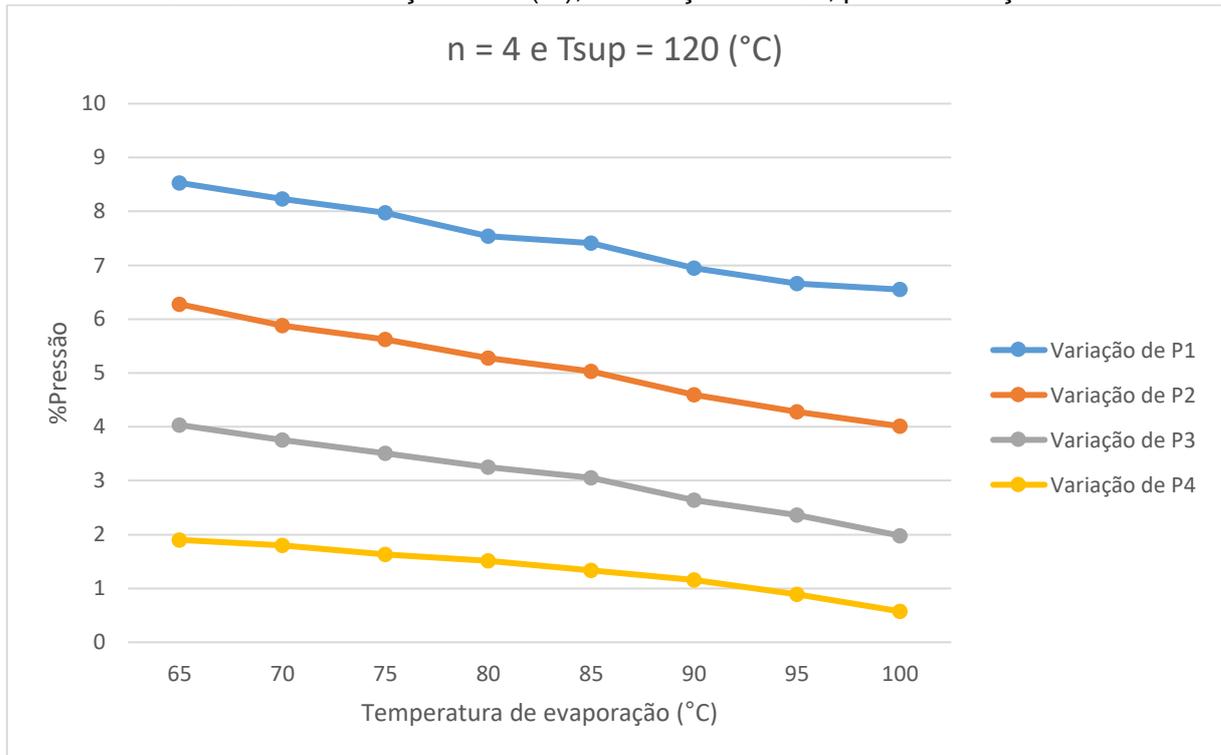
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 25 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 2 extrações.

Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 26 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 3 extrações.

Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

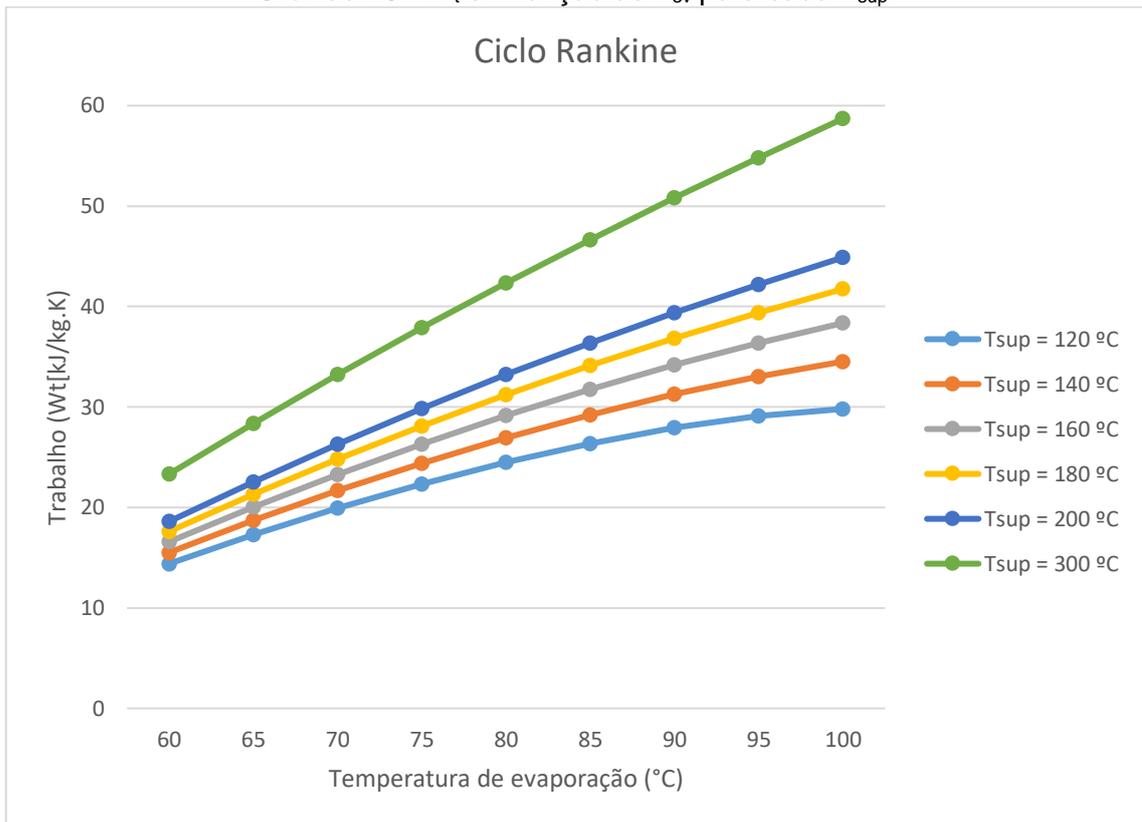
Gráfico 27 – Variação da P (%), em função de T_{ev} , para 4 extrações.

Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

4.4 Trabalho total para eficiência máxima em função da temperatura de evaporação.

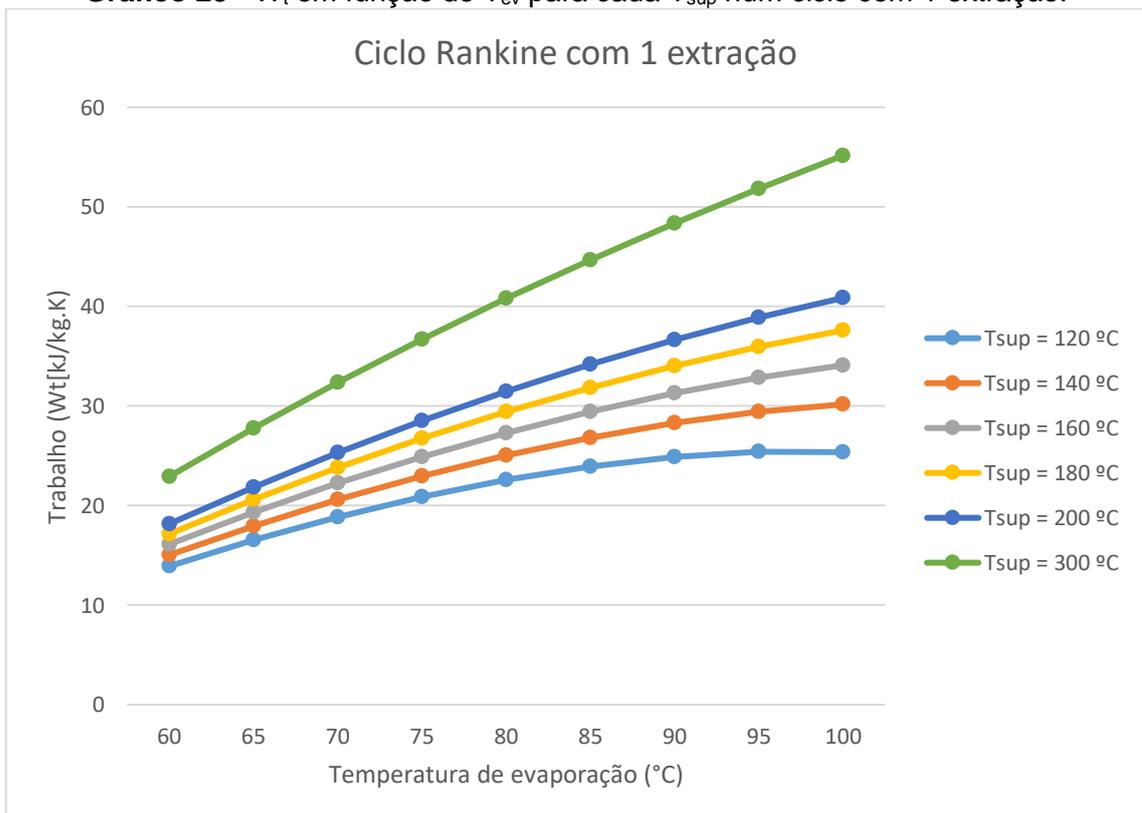
Nos gráficos de 28 até 32, foi analisado o comportamento do trabalho para os ciclos em função da T_{ev} e T_{sup} para o ciclo Rankine e para os ciclos com até 4 extrações. Para o trabalho total aqui analisado, foi considerado os momentos em que a eficiência é máxima.

Gráfico 28 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} .



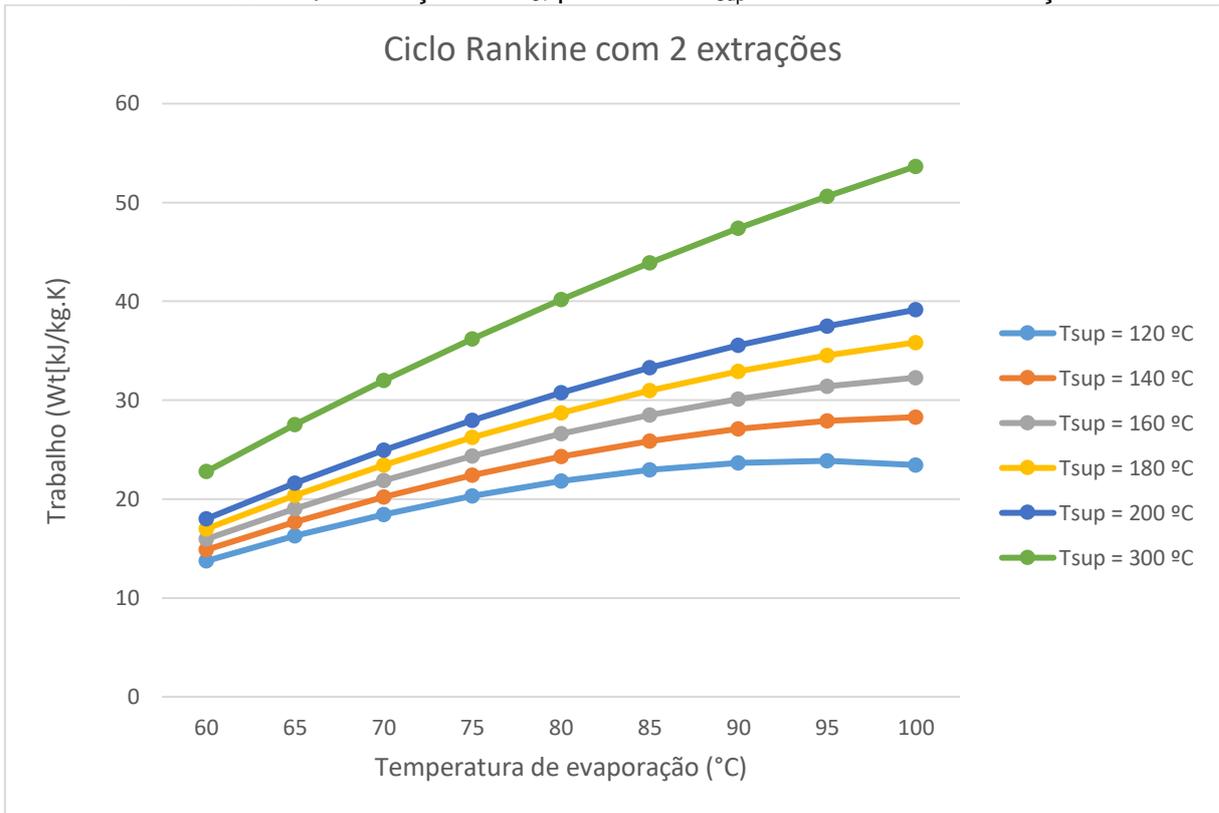
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 29 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 1 extração.



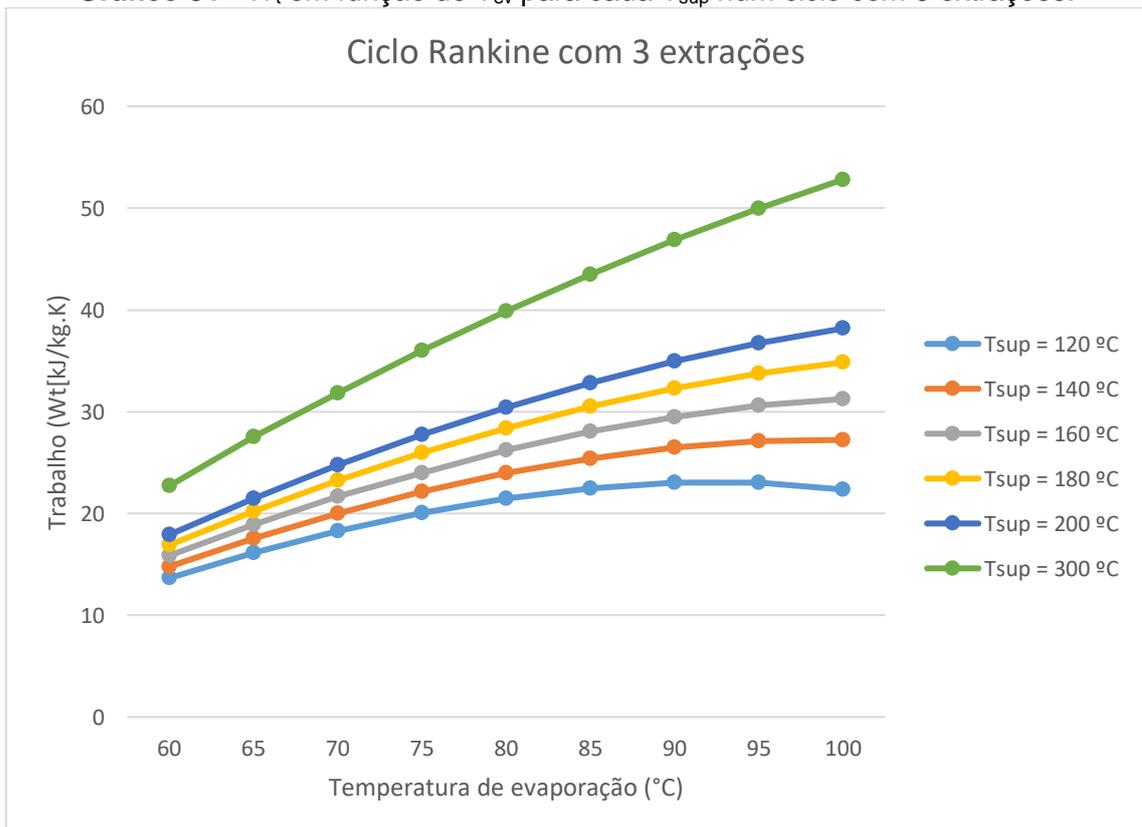
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 30 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 2 extrações.

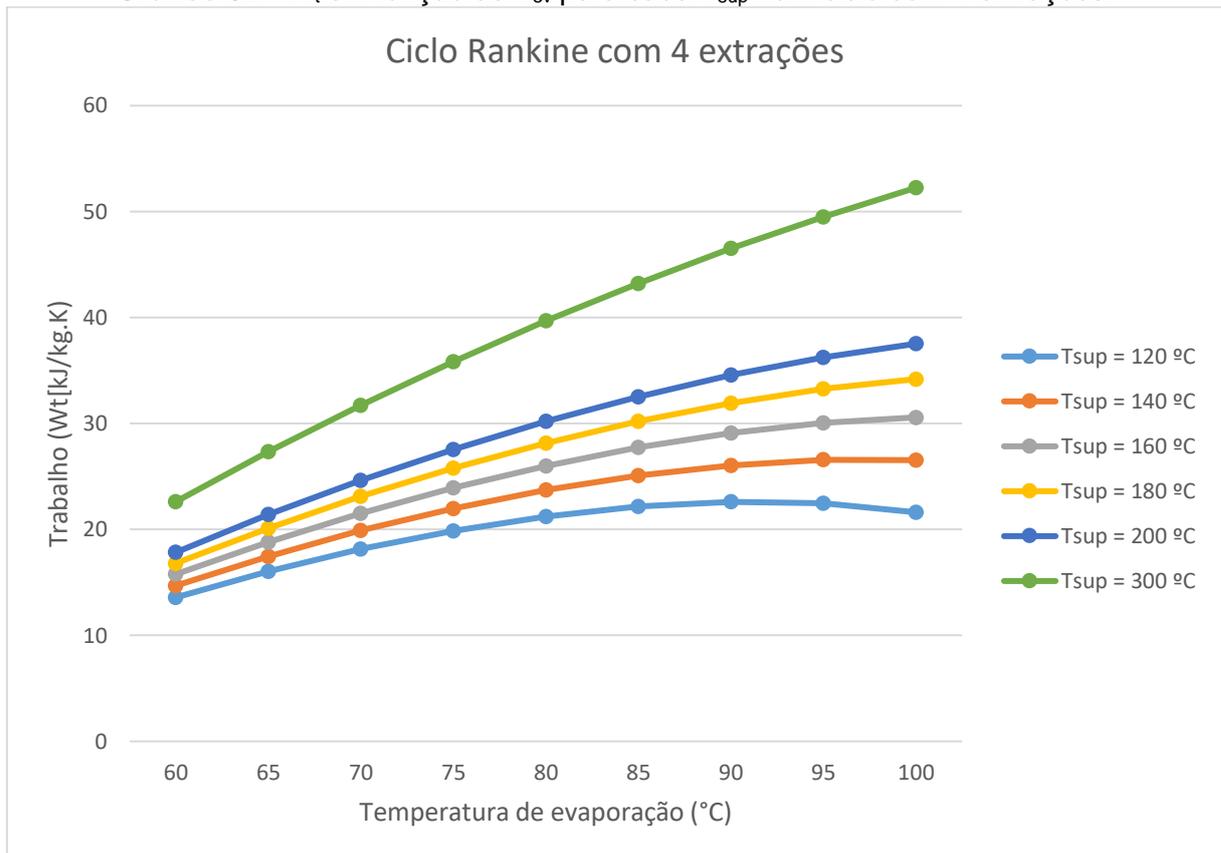


Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 31 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 3 extrações.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 32 - W_t em função de T_{ev} para cada T_{sup} num ciclo com 4 extrações.

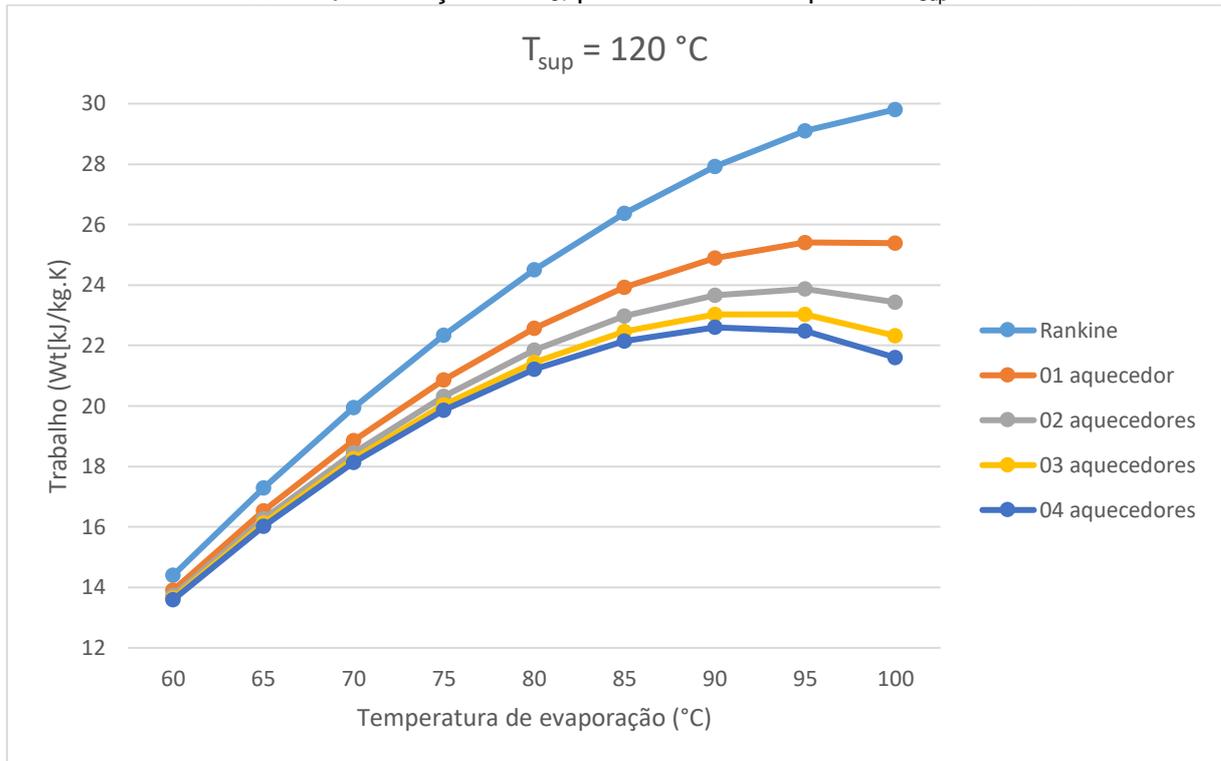
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Já era de se esperar que o aumento da temperatura de superaquecimento provocasse um aumento do trabalho, mas não se sabia como se comportava esse aumento ou quantifica-lo. Pode-se observar também a semelhança que há entre os gráficos, com a diferença apenas de um deslocamento vertical das curvas de acordo com o aumento do número de extrações, pois as extrações diminuem o trabalho gerado pela turbina.

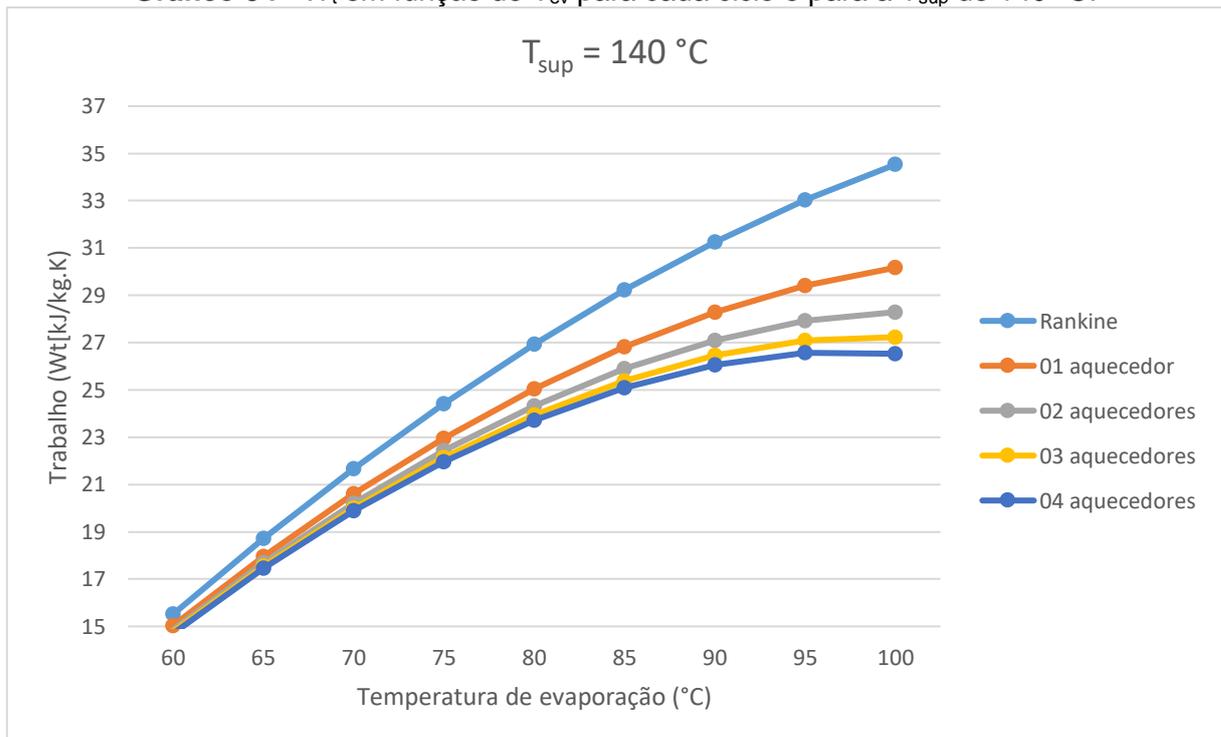
Foi possível observar que em baixas temperatura de superaquecimento, o ponto em que há maior trabalho nem sempre é o de maior eficiência do ciclo. Aumentando a temperatura de evaporação, chega-se a este valor máximo e em seguida o trabalho começa a decair.

Os gráficos possibilitaram concluir também que quanto mais alta a temperatura de superaquecimento, mais a curva se torna linear e, assim, maior o trabalho para maiores temperaturas de evaporação.

Nos gráficos de 33 a 38, foi analisado o trabalho comparando, para uma mesma temperatura de superaquecimento, variando a T_{ev} e o número de extrações.

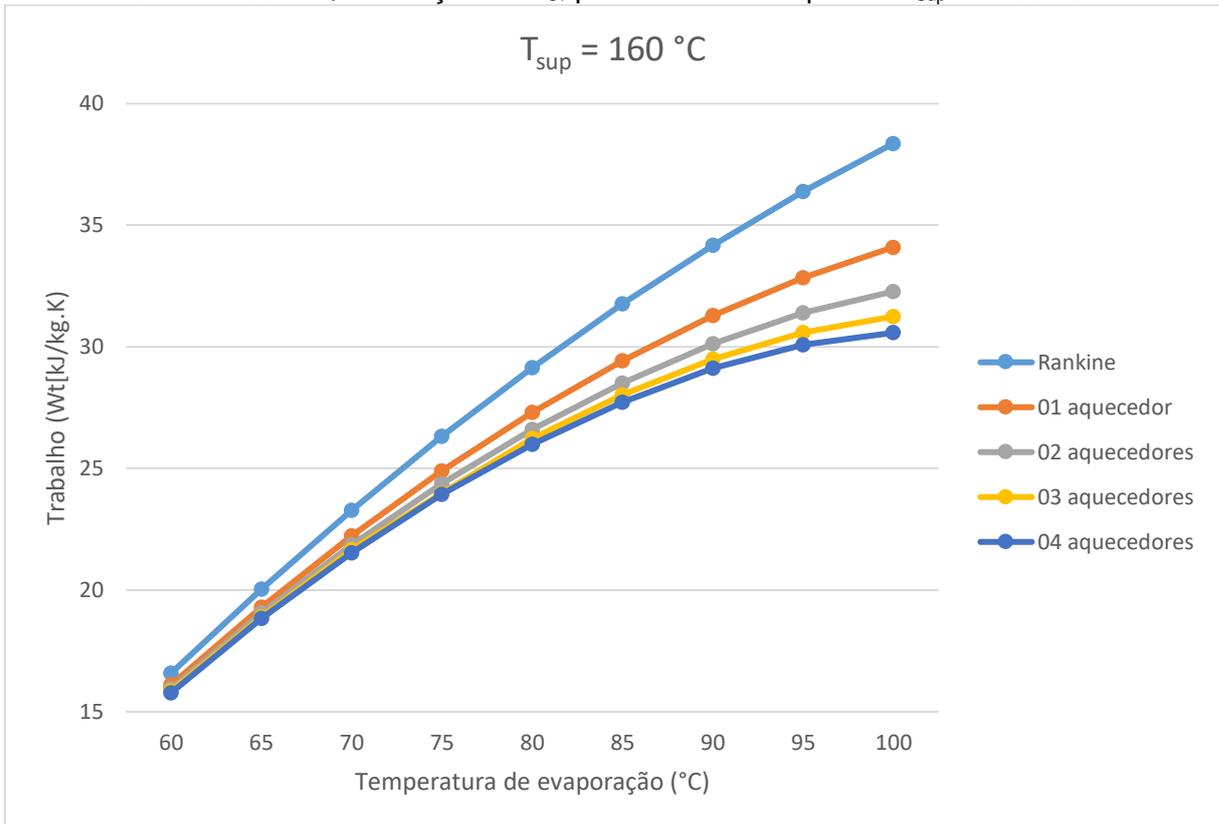
Gráfico 33 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 120 °C.

Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 34 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 140 °C.

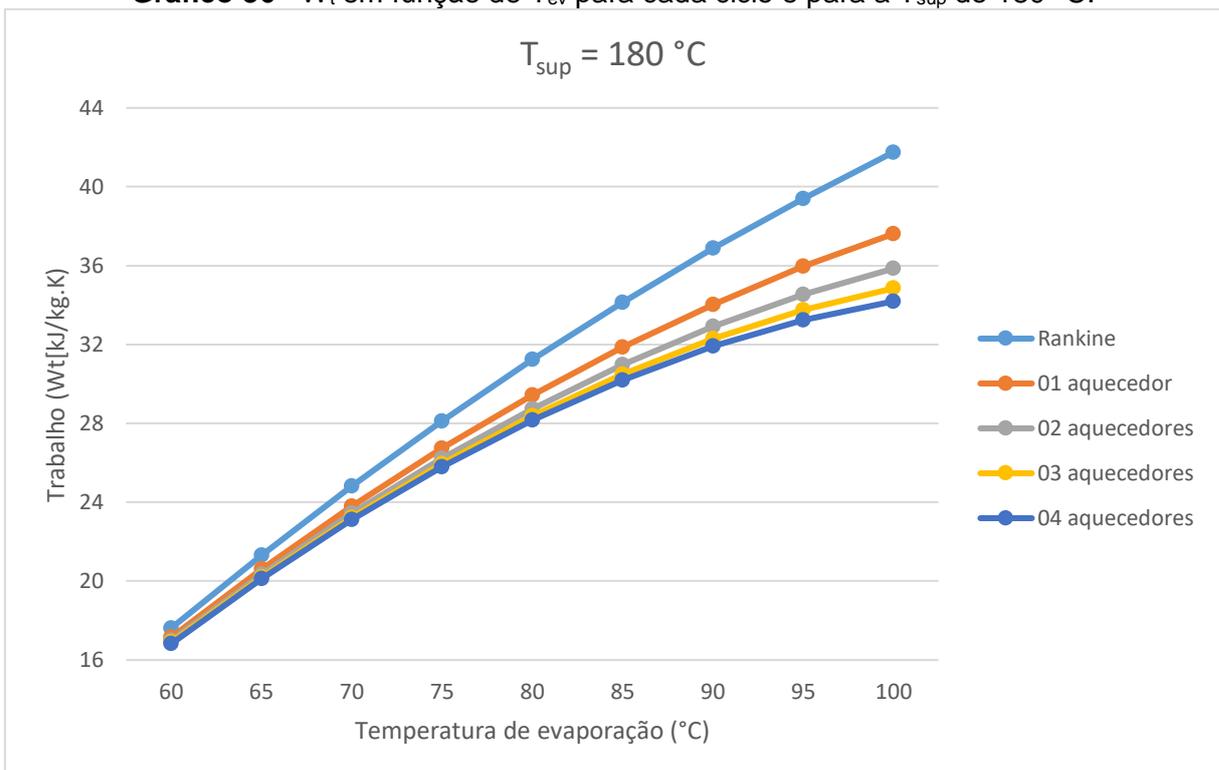
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 35 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 160 °C.



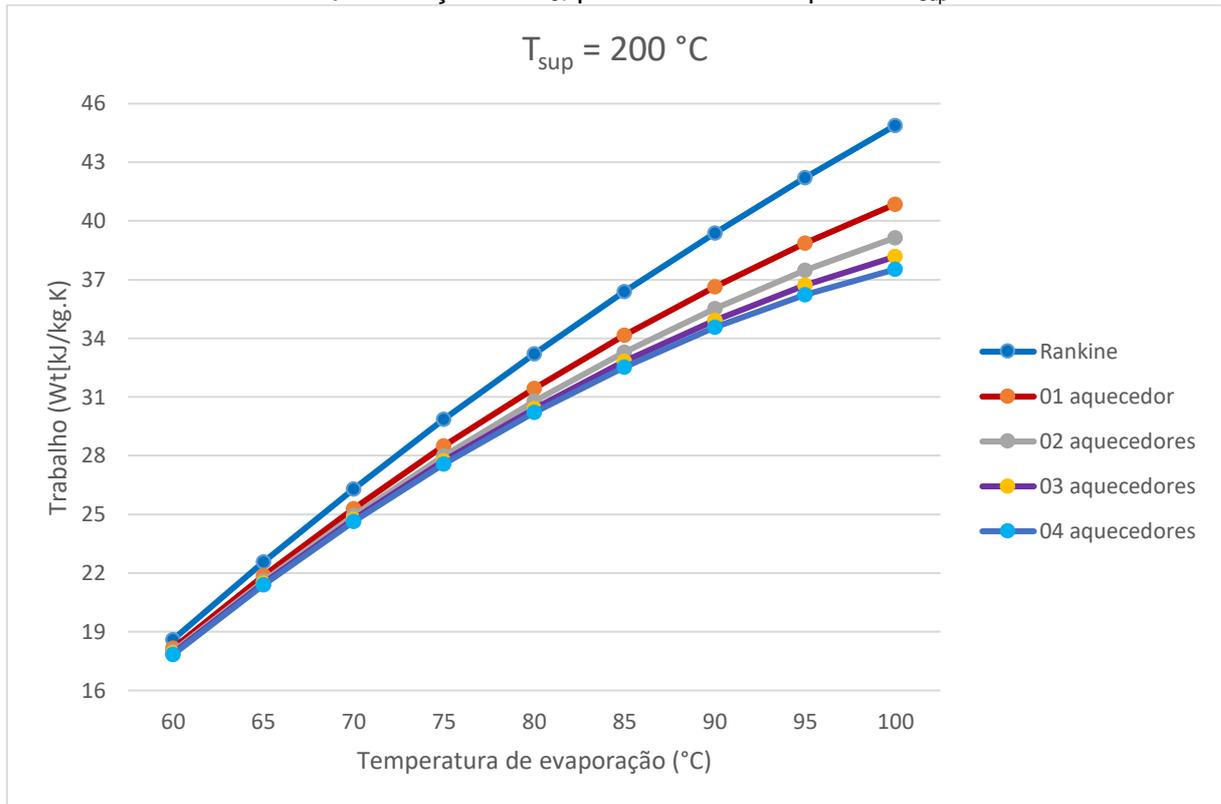
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 36 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 180 °C.



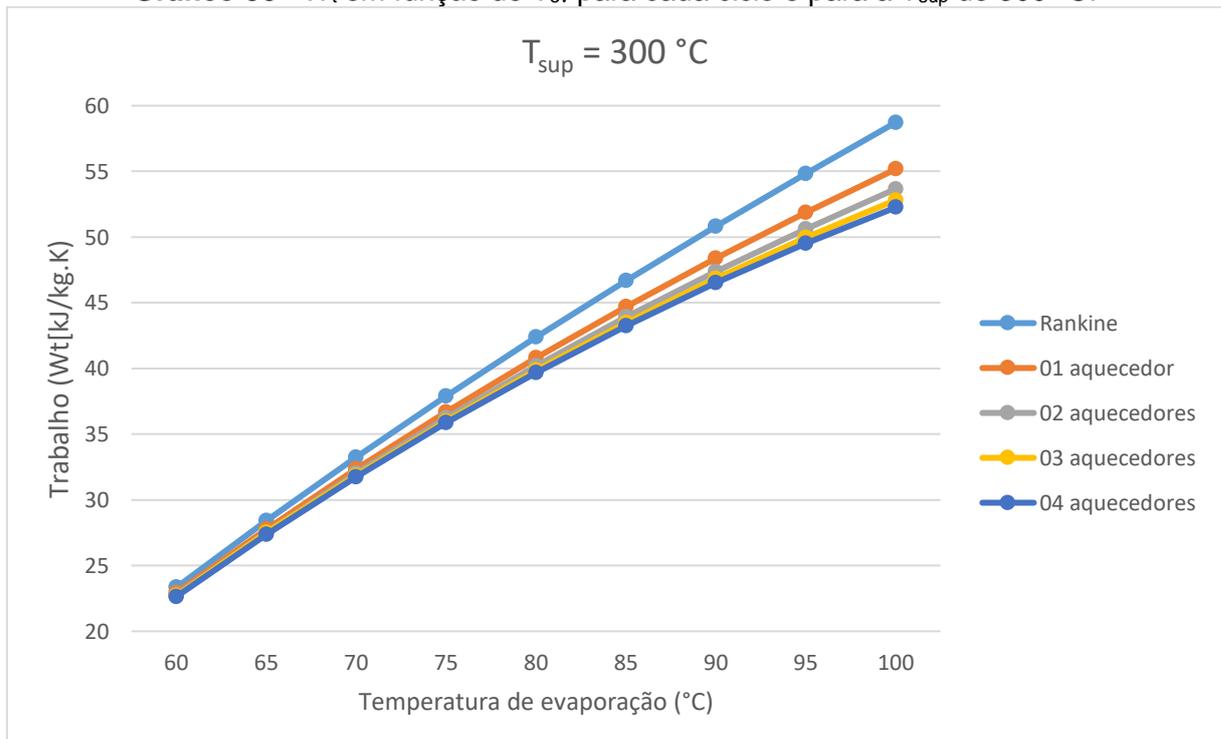
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 37 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 200 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 38 - W_t em função de T_{ev} para cada ciclo e para a T_{sup} de 300 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Nestes gráficos ficou perceptível a linearização das curvas com o aumento da temperatura de superaquecimento. Também pode-se perceber que para valores altos de T_{sup} , pouco varia o trabalho em relação ao número de extrações.

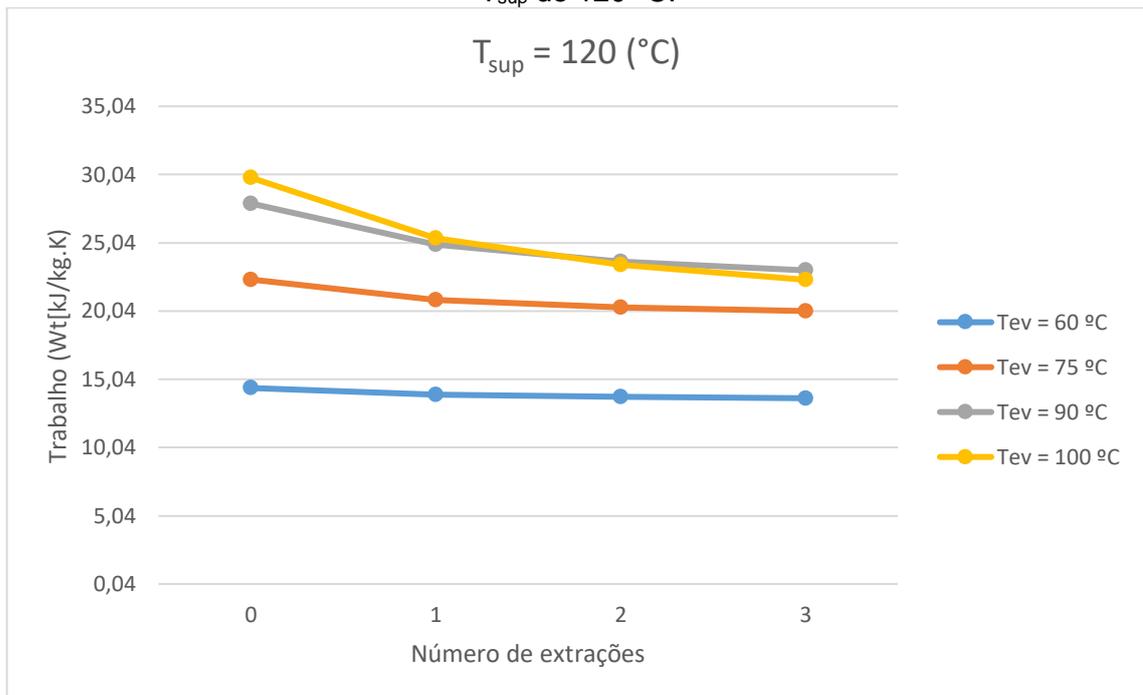
Pode-se concluir então que do ponto de vista do trabalho da turbina, é interessante utilizar um alto valor para T_{sup} , caso esteja utilizando um ciclo regenerativo, pois assim o valor do trabalho será mais alto, porém o ciclo não estaria funcionando na eficiência máxima.

Por exemplo, pelo gráfico 32, para um ciclo com uma extração, $T_{sup} = 120\text{ °C}$ e $T_{ev} = 100\text{ °C}$, o $W_t = 25,38\text{ kJ/kg.K}$. Já no gráfico 37, em que a $T_{sup} = 300\text{ °C}$, tem-se que $W_t = 55,16\text{ kJ/kg.K}$, ou seja, mais que o dobro do trabalho realizado. Entretanto, a eficiência no primeiro caso é de 14,52% e de 13,21% no segundo, ou seja, embora o ciclo esteja realizando mais que o dobro do valor de trabalho, ele não está trabalhando na sua eficiência máxima.

4.5 Trabalho total na eficiência máxima em função do número extrações na turbina

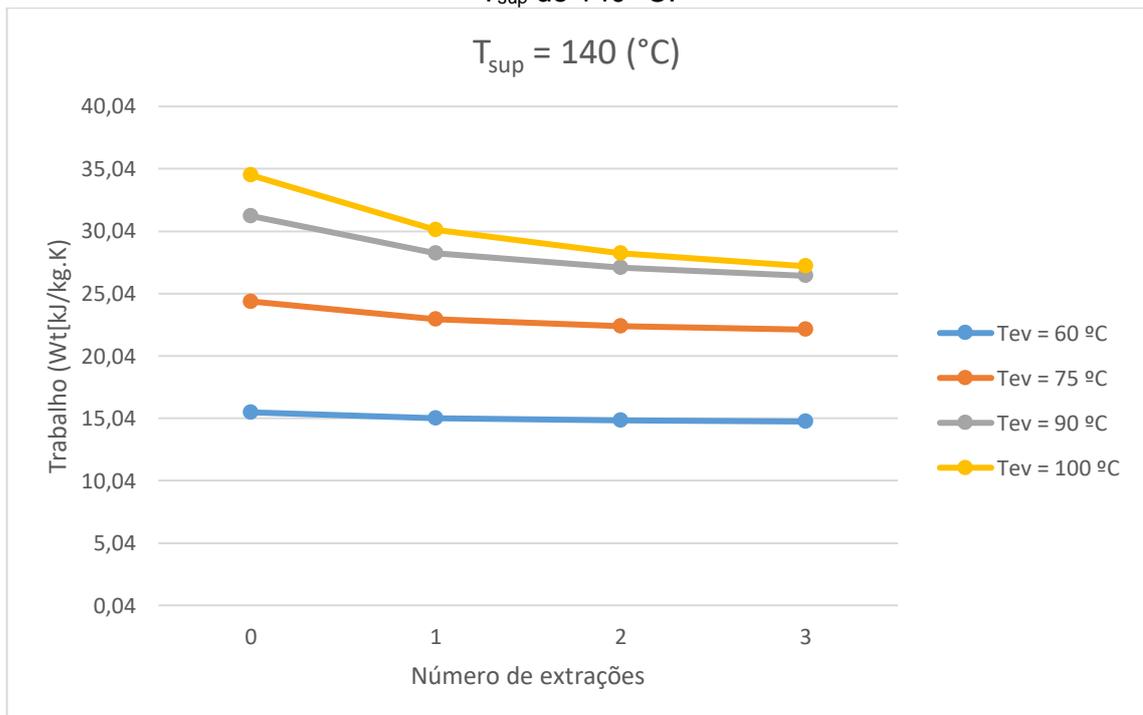
Aqui, gráficos de 39 a 44, foi analisado como o trabalho total se comporta diante da variação do número de extrações na turbina para as temperaturas de evaporação de 60, 75, 90 e 100 °C. Também foi estudado para cada temperatura de superaquecimento. As demais temperaturas não constam no gráfico para melhor visualização das demais curvas.

Gráfico 39 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 120 °C.



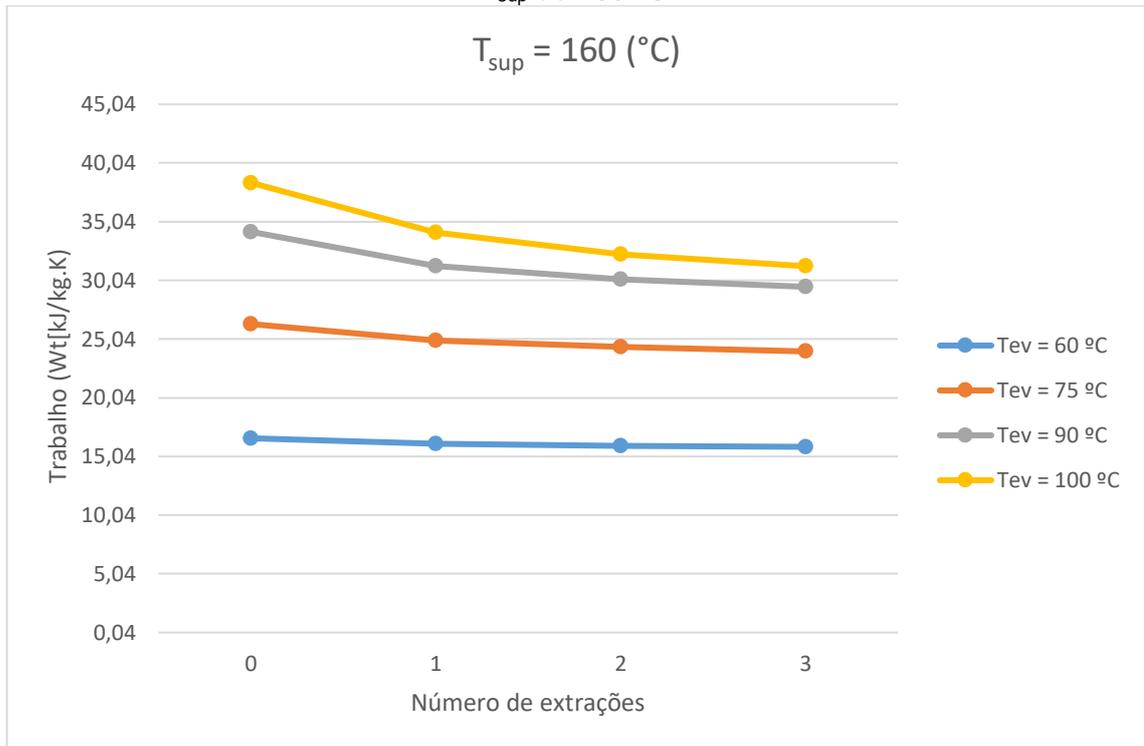
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 40 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 140 °C.



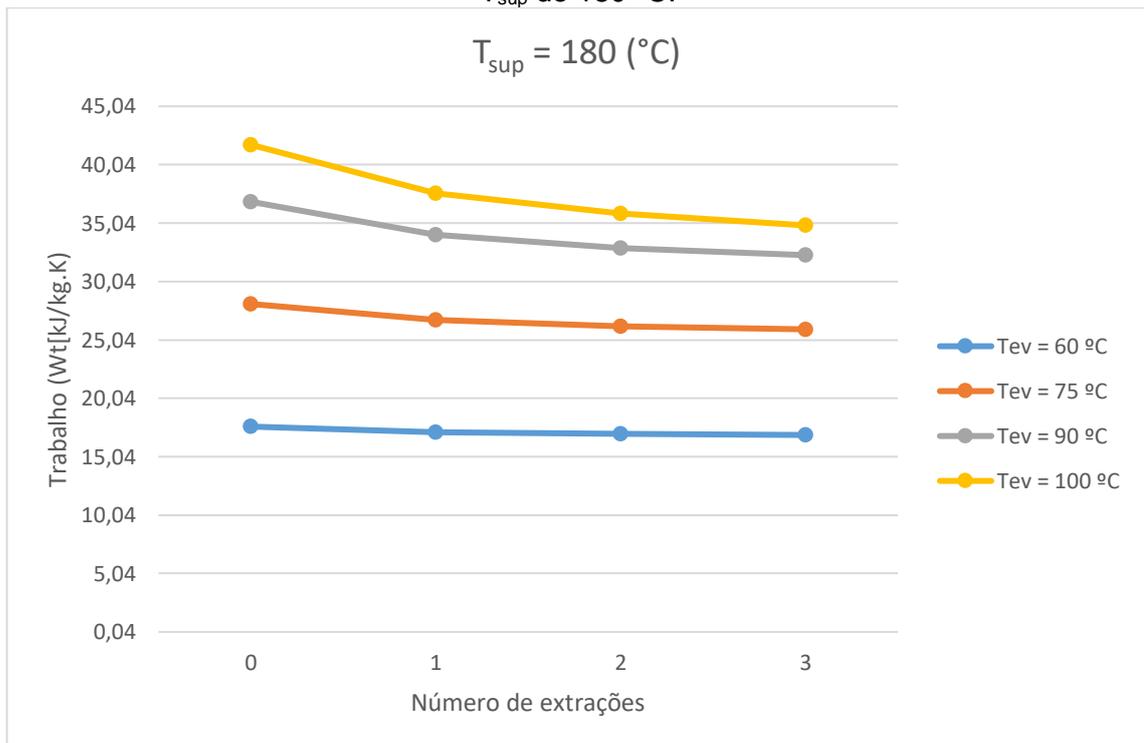
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 41 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 160 °C.



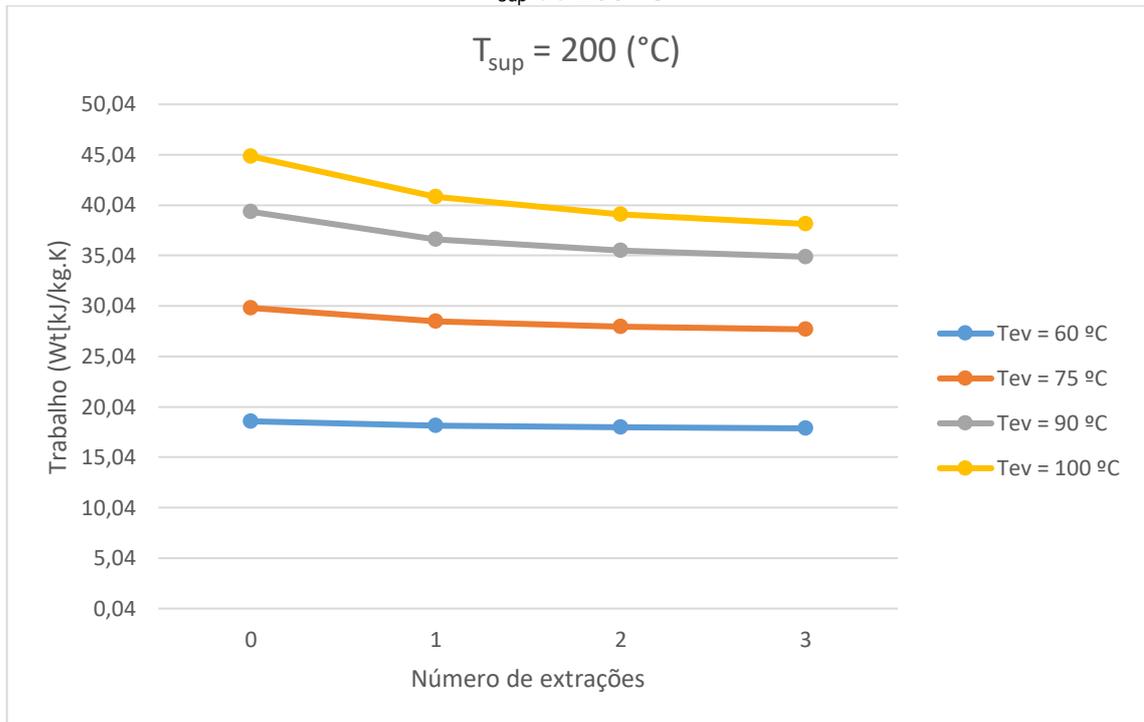
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 42 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 180 °C.



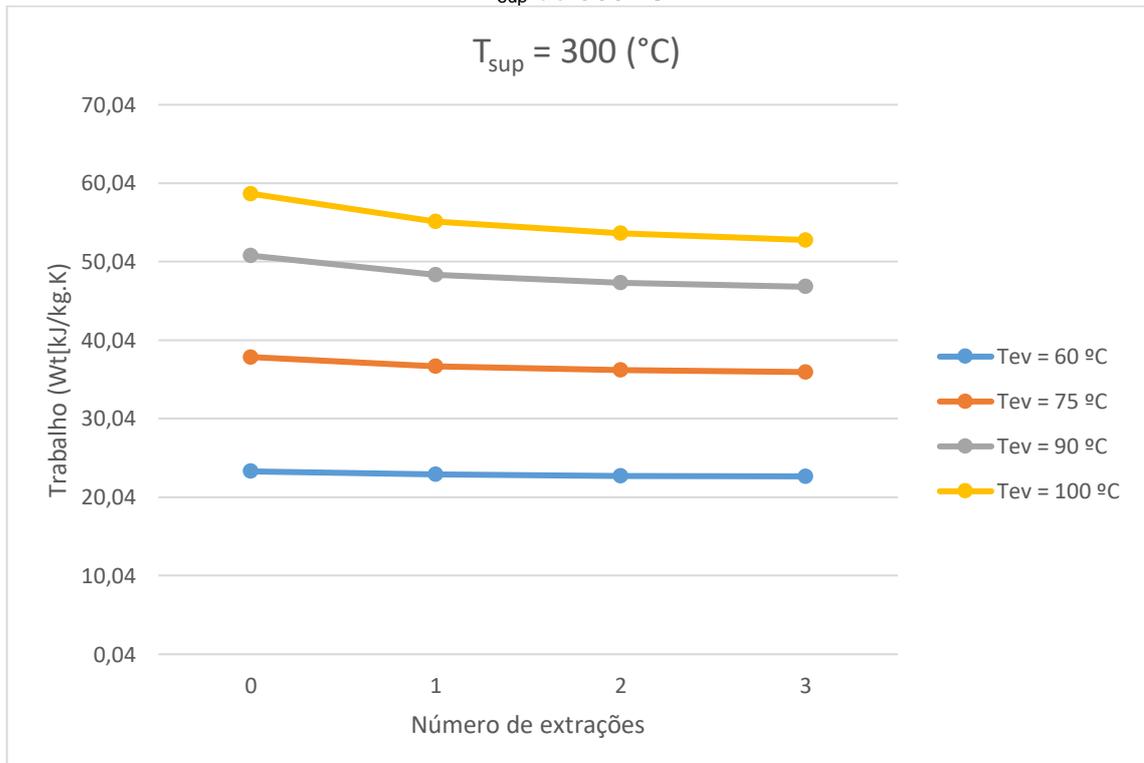
Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 43 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 200 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Gráfico 44 - W_t em função do número de extrações e para as T_{ev} de 60, 75, 90 e 100 °C, na T_{sup} de 300 °C.



Fonte: elaborado pelo autor, 2018.

Percebeu-se que para baixas temperaturas de evaporação o trabalho total pouco varia, há apenas um suave decrescimento, ele se comporta quase que como uma reta constante.

Ao aumentar a temperatura de evaporação tornou-se evidente o aumento que se dá ao trabalho total. Além disso, pode-se observar que o trabalho decresce com o aumento do número de extrações, o que também já se esperava, pois as extrações diminuem o trabalho total realizado.

E mais uma vez foi possível também notar o aumento do trabalho total quando se aumenta a temperatura de superaquecimento.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No presente trabalho, foi realizado um estudo analítico de um Ciclo Rankine Orgânico variando o número de extrações da turbina, a temperatura de superaquecimento e a temperatura de evaporação e verificando como se comporta a eficiência máxima, as pressões e o trabalho total realizado na eficiência máxima. Antes já se sabia que o aumento do número de extrações da turbina, da temperatura de evaporação e da temperatura de superaquecimento aumentaria a eficiência do ciclo, mas não se sabia como se comportava esse aumento, e nem como se comportaria o trabalho total na eficiência máxima.

Após obter as eficiências máximas para cada ciclo (Rankine sem extrações, com 1, 2, 3 e 4 extrações), ela foi organizada e analisada através do Microsoft Excel, gerando gráficos para melhor visualização da variação desses parâmetros.

Foi possível observar como aumenta a eficiência máxima quando se aumenta o número de extrações. Entretanto, percebeu-se que ao aumentar a temperatura de superaquecimento, a eficiência cresce, tem um máximo e em seguida começa a decrescer, ou seja, o fluido R134a não é favorável para altas temperaturas, por isso se trata de um fluido para ciclos de baixa temperatura. Isso acontece porque o calor necessário para aquecer o fluido até a alta temperatura de superaquecimento não faz produzir tanto trabalho a ponto de compensar o calor injetado no sistema. Outro motivo é a quantidade de calor que é perdida para fazer o fluido condensar, no condensador.

Da mesma forma foi possível visualizar que o aumento do número de extrações provoca um aumento das pressões de extração do sistema para a eficiência máxima. Outrossim, o aumento da temperatura de evaporação provoca um decréscimo das pressões de extrações, pois as extrações reduzem o trabalho da turbina e aumentam a eficiência do ciclo.

Conclui-se também que o trabalho na eficiência máxima pouco varia a baixas temperaturas de evaporação, aumentando o número de extrações.

Portanto, este fluido possui melhor rendimento com altas temperaturas de evaporação e baixas temperaturas de superaquecimento. A eficiência aumenta com o aumento do número de extração, entretanto esse aumento não é muito significativo para mais que uma extração.

5.1 Trabalhos futuros

Como possíveis projetos que podem dar continuidade a este trabalho, tem-se:

- Estudar analiticamente a viabilidade econômica para ciclos com estes números de extrações na turbina para entender até que ponto, financeiramente falando, vale à pena fazer extrações na turbina.
- Fazer uma análise mais geral do ciclo utilizando as eficiências dos equipamentos e perdas de calor, que neste trabalho foram desconsideradas.
- Utilizar outros fluidos de trabalho orgânico para comparação, levando em consideração os parâmetros aqui analisados, como as pressões, eficiência e trabalho na eficiência máxima.
- Analisar o trabalho máximo e como ele se comporta, haja vista que neste estudo só foi analisado o trabalho na eficiência máxima, e não o trabalho máximo que o ciclo pode obter.

REFERÊNCIAS

- BARAL, S.; KIM, C. K. **Thermodynamic Modeling of the Solar Organic Rankine Cycle with Selected Organic Working Fluids for Cogeneration**. Distributed Generation & Alternative Energy Journal, v. 29, n. 3, 2014. p. 7-34.
- BUCKINGHAM, John; MCCracken, Sean. **Supercritical Organic Rankine Cycle yields useful power and emissions benefits**. Bristol, UK. 2016.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- CUNHA, A. F. V. Análise do rendimento ótimo de um ciclo regenerativo com uma, duas e três extrações da turbina. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM), 9., 2012, São Luis. **Anais...** São Luis.
- FENG, Yong-qiang, et al. **Operation characteristic and performance comparison of organic Rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat using R245fa, R123 and their mixtures**. Energy Conversion and Management, 2017, vol. 144, p. 153-163.
- GU, Zhaolin; SATO, Haruki. **Performance of supercritical cycles for geothermal binary design**. Energy Conversion and management, 2002, vol. 43, no 7, p. 961-971.
- HABIBI, Hamed, et al. **Thermo-economic analysis and optimization of a solar-driven ammonia-water regenerative Rankine cycle and LNG cold energy**. Energy, 2018.
- HAYWOOD, R. W. **A generalized Analaysis of the regenerative steam cycle for a finite number of heaters**. Proc. I. Mech. E. v. 161, 1949. p. 157-162.
- HUBER, M. L. MCLINDEN, M. O. Thermodynamic Properties of R134a: (1,1,1,2-tetrafluoroethane). In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Anais...** Índia: Purdue University, 1992.
- IMRAN, Muhammad, et al. **Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications**. Energy Conversion and Management, 2014, vol. 87, p. 107-118.
- LAKEW, Amlaku Abie; BOLLAND, Olav. **Working fluids for low-temperature heat source**. Applied Thermal Engineering, 2010, vol. 30, no 10, p. 1262-1268.
- SAIFAQUI, D.; ELMAANAQUI, Y.; FAIK, A. A Study of Organic Working Fluids of an Organic Rankine Cycle for Solar Concentrating Power Plant. **Applied Solar Energy**, v. 50, n. 3, 2014. p. 158 –167.
- SANTOS, A. R. **Metodologia científica: a construção do conhecimento**. Rio de Janeiro: DP&A, 2002.

SAURET, Emilie; ROWLANDS, Andrew S. **Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems**. *Energy*, 2011, vol. 36, no 7, p. 4460-4467.

SILVA, L. S. **Análise de ciclos regenerativos em centrais térmicas solares considerando a máxima eficiência do ciclo**. Recife, 2016.

SPAYDE, Emily; MAGO, Pedro J. **Evaluation of a solar-powered organic Rankine cycle using dry organic working fluids**. *Cogent Engineering*, 2015, vol. 2, no 1, p. 1085300.

XU, Jinliang; LIU, Chao. **Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure Organic Rankine Cycles**. *Energy*, 2013, vol. 63, p. 109-122.