

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ANÁLISE TEÓRICA DE CICLOS RANKINE ORGÂNICO E PROJETO DE
BANCADA DE TESTES EM PEQUENA ESCALA

GUILHERME SCAGNOLATTO

São Carlos

2020

GUILHERME SCAGNOLATTO

ANÁLISE TEÓRICA DE CICLOS RANKINE ORGÂNICO E PROJETO DE
BANCADA DE TESTES EM PEQUENA ESCALA

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá

São Carlos

2020

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues
Fontes da EESC/USP

S278a Scagnolatto, Guilherme
Análise teórica de ciclos Rankine orgânico e projeto de bancada de testes em pequena escala / Guilherme Scagnolatto; orientador Cristiano Bigonha Tibiriça. -- São Carlos, 2020.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Termociências e Mecânica dos Fluidos -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2020.

1. Ciclo Rankine orgânico. 2. Eficiência energética. 3. Geração termelétrica. 4. Bancada de testes. I. Título.

Elaborado por Elena Luzia Palloni Gonçalves – CRB 8/4464

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro Mecânico **GUILHERME SCAGNOLATTO**.

Título da dissertação: "Análise teórica de ciclos Rankine orgânico e projeto de bancada de testes em pequena escala".

Data da defesa: 24/03/2020

Comissão Julgadora

Resultado

Prof. Doutor **Cristiano Bigonha Tibiriçá**

APROVADO

(Orientador)

(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Assoc. **José Roberto Simões Moreira**

APROVADO

(Escola Politécnica/USP)

Prof. Dr. **Anderson Antonio Ubices de Moraes**

APROVADO

(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica:

Prof. Associado **Carlos de Marqui Junior**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:

Prof. Titular **Murilo Araujo Romero**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pela vida e pela oportunidade de realizar a pós-graduação. Que nosso trabalho possa contribuir para o desenvolvimento da ciência, em especial, no Brasil.

À minha família, pelo apoio incondicional, e em especial, à minha mãe, Ana Maria, que, por vezes, deixou de lado seus próprios afazeres para permitir que eu cumprisse com as minhas atividades da pós-graduação. Este trabalho não teria sido finalizado se não fosse por ela. Jamais me esquecerei disso, mãe.

À Vanessa, pelo amor, carinho e apoio durante a minha trajetória, e também por compreender minha ausência em alguns momentos.

Ao Professor Cristiano, pelas oportunidades concedidas desde o TCC, na graduação, pela orientação e por todo o apoio e ajuda durante o desenvolvimento das atividades. Muito obrigado!

Aos amigos e colegas do Departamento – sem fazer menções para não incorrer no erro de cometer qualquer injustiça –, que, seja por dedicar parte do seu tempo, seja por compartilhar conhecimentos, me ajudaram a concluir as tarefas, além da amizade e dos momentos de descontração.

Aos meus amigos Tiago Augusto Moreira, Alex Colmanetti, Fernando Seiti Misina e Italo Leite de Camargo, que, em momentos diferentes, abriram as portas de suas casas e me acolheram em momentos de necessidade. A ajuda de vocês foi fundamental e serei sempre muito grato por isso.

À Usina Santa Fé, que permitiu que eu dedicasse parte do meu tempo, enquanto funcionário, para as atividades do Mestrado, à qual eu agradeço na pessoa do Acir Jardim Coelho, um grande mentor e incentivador desta importante etapa.

À Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo – EESC/USP – por disponibilizar seus recursos humanos e estrutura.

Por fim, aos institutos de fomento à pesquisa CNPq, CAPES e FAPESP, que, direta ou indiretamente, acreditaram em nossas ideias e concederam suporte financeiro em diversos momentos.

RESUMO

SCAGNOLATTO, G. **Avaliação teórica de ciclos Rankine orgânico e projeto de bancada de testes em pequena escala.** 2020. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

O ciclo Rankine orgânico é apresentado como rota tecnológica com grande potencial de crescimento para recuperação de calor de baixa temperatura, em especial, para geração de eletricidade. A aplicação dessa rota tecnológica em escalas inferiores a 2 MWe e/ou a fontes térmicas de temperaturas inferiores a 200 °C confere ao ciclo Rankine orgânico vantagens sobre outras tecnologias de conversão de energia termelétrica. Para analisar o efeito que parâmetros de projeto e de operação, como o fluido de trabalho utilizado, temperaturas de condensação, de evaporação e de entrada no expensor, e presença de recuperador de calor, exercem na eficiência térmica do ciclo, um modelo analítico para cálculo da eficiência térmica de ciclos subcríticos foi desenvolvido e expandido a partir do modelo proposto por Wang *et al.* (2018a), que desenvolveram um modelo para ciclos saturados e superaquecidos, sem presença de recuperador de calor. O modelo proposto neste trabalho inclui os efeitos do recuperador de calor nos ciclos e das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor. Para validação do modelo proposto, foram consideradas temperaturas de condensação de 10 °C a 60 °C ou a 30% do valor da temperatura crítica do fluido, e temperaturas de evaporação até, no máximo, 99,5% da temperatura crítica do fluido. Foram comparados os valores de eficiência térmica obtidos pelo método analítico com os valores obtidos pela solução numérica convencional. Após a validação do modelo proposto, realizaram-se análises dos efeitos que os parâmetros de projeto e de operação mencionados exercem na eficiência térmica do ciclo, através de inspeção da ordem de grandeza das variáveis envolvidas no cálculo. Concluiu-se que o superaquecimento do fluido de trabalho não altera significativamente a eficiência térmica do ciclo quando o ciclo não possui recuperador de calor, porém pode promover aumento significativo na eficiência quando um recuperador de calor está presente; a presença de um recuperador de calor no ciclo, seja saturado, seja superaquecido, também pode promover aumento considerável na eficiência térmica do ciclo. A eficiência isoentrópica do expensor influencia mais a eficiência térmica do ciclo do que a eficiência isoentrópica da bomba, que, mesmo assim, não deve ser negligenciada. Por fim, esses resultados serviram de base para o projeto de uma bancada de testes para avaliação experimental de ciclos Rankine orgânico subcríticos, mas já preparada para operar ciclos em condições transcríticas e supercríticas.

Palavras-chave: Ciclo Rankine orgânico. Eficiência energética. Geração termelétrica. Bancada de testes.

ABSTRACT

SCAGNOLATTO, G. **Theoretical evaluation of organic Rankine cycles and design of a small-scale test bench.** 2020. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Organic Rankine cycles are presented as a technology of high growth potential for the recovery of low-grade heat, especially for electricity generation. Its application to power scales lower than 2MWe and/or lower than 200 °C heat sources offers organic Rankine cycle advantages over other thermoelectric conversion technologies. This master thesis addresses the development of an analytical model that calculates the cycle thermal efficiency for the analysis of the effect of design and operation parameters, such as working fluid, condensing and boiling temperatures, expander inlet temperature, and presence of a heat regenerator. The analytical model proposed by Wang *et al.* (2018a) and applied to subcritical saturated and superheated cycles with no heat regenerator was expanded for incorporating heat regenerator and pump and expander isentropic efficiencies. Condensing temperatures between 10 °C and 60 °C or 30% of fluid critical temperature, as well as maximum boiling temperature of 99.5% of fluid critical temperature were employed for the validation of the model applicability. The results were compared to traditional numerical calculation results, and the effects of the parameters on the cycle thermal efficiencies were analyzed through the checking of their magnitude. The superheated working fluid does not alter the cycle thermal efficiency significantly if the cycle involves no heat regenerator; however, it may increase it, otherwise, i.e., if the heat regenerator is involved. The expander isentropic efficiency affects more the cycle thermal efficiency than the pump isentropic efficiency, which should not be neglected. The results guided the design of a small-scale test bench for an experimental evaluation of subcritical, transcritical and supercritical organic Rankine cycles.

Keywords: Organic Rankine cycle. Energy efficiency. Thermoelectric generation. Test bench.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Gráfico do Índice de Desenvolvimento Humano contra consumo de Energia Primária.....	40
Figura 1.2 – (a) População mundial e (b) Pruduto Interno Bruto <i>per capita</i> , de 1990 a 2040, em países pertencentes e não pertencentes à OCDE.	41
Figura 1.3 – Diagrama esquemático da faixa de aplicação de sistemas de potência a ciclo Rankine orgânico, considerando temperatura da fonte de calor contra potência gerada, em escala logarítmica.	44
Figura 2.1 – (a) Representação esquemática de um ciclo Rankine simples e seus principais componentes e (b) seu diagrama $T-s$	49
Figura 2.2 – Ciclos (a) subcrítico, (b) transcrito e (c) supercrítico.....	51
Figura 2.3 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com a presença de um recuperador de calor, e (b) seu diagrama $T-s$	54
Figura 2.4 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com a presença de um regenerador do tipo aberto, e (b) seu diagrama $T-s$	54
Figura 2.5 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com expansão em dupla pressão, e (b) seu diagrama $T-s$	56
Figura 2.6 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com reaquecimento de vapor, e (b) seu diagrama $T-s$	56
Figura 2.7 – (a) Representação esquemática de um TLC, e (b) seu diagrama $T-s$	57
Figura 2.8 – (a) Representação esquemática de um OFC, e (b) seu diagrama $T-s$	59
Figura 2.9 – Comparação da variação dos perfis de temperatura da fonte de calor e do fluido de trabalho durante o processo de transferência de calor em ciclos Rankine orgânico: (a) subcríticos, (b) mistura zeotrópica, (c) transcrito, (d) OFC.	60
Figura 2.10 – Diagrama $T-s$ para água, representando expansão isoentrópica entre as pressões de 2.059 kPa e 147 kPa, para vapor saturado e vapor supersaturado a 300 °C.....	62
Figura 2.11 – Diagrama $T-s$ para n-decano, representando expansão isoentrópica de vapor saturado à pressão de 200 kPa a 0,1 kPa.	62
Figura 2.12 – Diagrama $T-s$ para R123, expansão isoentrópica de vapor saturado à pressão de 650 kPa a 110 kPa.....	62

Figura 2.13 – Comparação entre diagramas T - s de alguns fluidos orgânicos com o da água.....	65
Figura 2.14 – Pressão de saturação a 25 °C em função da temperatura crítica para diferentes fluidos.	66
Figura 2.15 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para fluidos com pressões de saturação superiores à pressão atmosférica.	67
Figura 2.16 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para fluidos com pressões de saturação inferiores à pressão atmosférica.	68
Figura 2.17 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para alguns (a) hidrocarbonetos, (b) fluidos sintéticos e (c) outros (água, etanol e amônia).	68
Figura 2.18 – Gráfico de pressão de saturação de acordo com a temperatura, para alguns hidrocarbonetos, água, etanol e amônia, em escala logarítmica.	70
Figura 2.19 – Alguns tipos de expansores.	80
Figura 2.20 – Expansor do tipo pistão: (a) representação esquemática; (b) foto de um expansor real; (c) foto dos principais componentes.	81
Figura 2.21 – Expansor do tipo <i>screw</i> : (a) representação esquemática de um expansor de parafuso simples (<i>simple screw</i>), (b) modelo em CAD de um expansor de parafusos geminados (<i>twin screw</i>); (c) foto dos parafusos macho e fêmea de um expansor de parafusos geminados real.....	82
Figura 2.22 – Expansor do tipo <i>scroll</i> : (a) representação esquemática; (b) foto de um expansor real.....	82
Figura 2.23 – Expansor do tipo <i>vane</i> : (a) representação esquemática; (b) modelo em CAD; (c) foto de um expansor real.	83
Figura 2.24 – Gráficos de pressão <i>versus</i> volume para representar perdas por (a) sub-expansão e (b) super expansão em expansores volumétricos.....	84
Figura 2.25 – Diagrama esquemático de turbinas do tipo: (a) axial, (b) de entrada radial e (c) de saída radial.....	85
Figura 2.26 – Diagrama Ns vs. Ds para referência de escolha de expansor; cálculos feitos com sistema inglês de unidades.....	92
Figura 2.27 – Gráfico de potência de eixo (até 10.000 kW) <i>versus</i> rotação de eixo, de acordo com o tipo de expansor, em escala logarítmica.....	94
Figura 2.28 – Gráfico faixa de rotações verificadas, de acordo com o tipo de expansor, em escala logarítmica.....	95

Figura 2.29 – Gráfico de eficiência isoentrópica <i>versus</i> potência de eixo (até 10.000 kW), de acordo com o tipo de expensor, em escala logarítmica.	95
Figura 2.30 – Gráfico de eficiência isoentrópica <i>versus</i> potência de eixo (até 20 kW), de acordo com o tipo de expensor.	96
Figura 2.31 – Representação esquemática de um sistema geotérmico de geração tipo vapor direto.	103
Figura 2.32 – (a) Representação esquemática de um sistema geotérmico tipo vapor de <i>flash</i> , e (b) correspondente diagrama <i>T-s</i>	103
Figura 2.33 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico aplicado à fonte geotérmica.	104
Figura 2.34 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico aplicado à biomassa, com fluido intermediário de transporte de calor e um tanque de armazenamento de fluido intermediário.	106
Figura 2.35 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico com fonte térmica solar, óleo térmico para transporte de calor e dois tanques de armazenamento de óleo térmico.	111
Figura 2.36 – Diagrama esquemático de fontes de calor (a) aberta e (b) fechada.	127
Figura 2.37 – Categorização termodinâmica de fontes de calor dos tipos A, B e C, de acordo com as definições de Zhai <i>et al.</i> (2016).	129
Figura 2.38 – Representação esquemática da influência de distúrbios internos e externos em um sistema a ciclo Rankine orgânico.	133
Figura 2.39 – Ao topo, evolução do tamanho das unidades a ciclo Rankine orgânico, de acordo com a aplicação: (a) e (b) fonte geotérmica, (c) e (d) calor residual e (e) e (f) biomassa.	139
Figura 3.1 – Diagrama esquemático do sistema a ciclo Rankine orgânico considerado.	146
Figura 3.2 – Ciclo reversível externo de Carnot acoplado a uma fonte de capacidade calorífica finita.	151
Figura 3.3 – Ciclo Rankine orgânico reversível para análise de eficiência térmica do ciclo.	156
Figura 3.4 – Representação de diagramas <i>T-s</i> para ciclos subcríticos (a) saturados e (b) superaquecidos.	157

Figura 3.5 – Equações dos parâmetros adimensionais do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados e superaquecidos, com e sem recuperação de calor.	167
Figura 3.6 – Equações do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados e superaquecidos, com e sem recuperação de calor.	168
Figura 4.1 – Diagramas $T-s$ para os fluidos secos n-butano, n-hexano e n-dodecano.	173
Figura 4.2 – Gráficos de eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução analítica <i>versus</i> eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução numérica para os fluidos úmidos (a) água, (b) amônia, (c) etanol, (d) R134a e (e) R141b.....	174
Figura 4.3 – Gráficos de eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução analítica <i>versus</i> eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução numérica para os fluidos não úmidos (a) isobutano, (b) isopentano, (c) <i>n</i> -hexano, (d) R123 e (e) R245fa.	175
Figura 4.4 – Gráficos de divergências percentuais de valores para eficiências térmicas do ciclo calculados através de soluções numéricas e analíticas, em função das temperaturas reduzidas de evaporação, para os fluidos úmidos (a) água, (b) amônia, (c) etanol, (d) R134a e (e) R141b.....	176
Figura 4.5 – Gráficos de divergências percentuais de valores para eficiências térmicas do ciclo calculados através de soluções numéricas e analíticas, em função das temperaturas reduzidas de evaporação, para os fluidos não úmidos (a) isobutano, (b) isopentano, (c) <i>n</i> -hexano, (d) R123 e (e) R245fa.	177
Figura 4.6 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo saturado sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para (a) isobutano, (b) R123, (c) R134a e (d) R245fa.....	178
Figura 4.7 – (a) Eficiência térmica de ciclos Rankine orgânico saturados e sem recuperação de calor calculadas analiticamente, em função do número de Jacob para preaquecimento, para alguns fluidos, considerando temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, 80 e 30 °C e (b) valores do número de Jacob para preaquecimento para os fluidos nessas condições.....	179
Figura 4.8 – Eficiência térmica em função do parâmetro, fixando temperaturas de condensação e de evaporação, para diversos fluidos.....	180

Figura 4.9 – Parâmetro k do fluido R123 (a) em função da temperatura reduzida de evaporação $Tr, evap$, para temperaturas de condensação de 10 a 60 °C, e (b) em função da temperatura de condensação, para diferentes temperaturas reduzidas de evaporação.	181
Figura 4.10 – Gráficos de dispersão de divergências de valores de eficiência térmica de ciclos saturados com recuperação de calor em função da efetividade do recuperador de calor, para temperaturas de condensação de (a) 10 °C, (b) 20 °C, (c) 30 °C, (d) 40 °C, (e) 50 °C e (f) 60 °C, para diferentes temperaturas reduzidas de evaporação, $Tr, evap$, do fluido n -hexano.....	185
Figura 4.11 – Mapas de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica de ciclos saturados com recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação, considerando efetividade do recuperador de calor igual a 1, para os fluidos (a) n -hexano, (b) ciclohexano, (c) n -heptano, (d) n -octano, (e) n -nonano, (f) n -decano, (g) benzeno, (h) tolueno e (i) R113.	188
Figura 4.12 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para a água com 100°C de superaquecimento.....	191
Figura 4.13 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para a amônia com superaquecimento de (a) 30°C, (b) 50°C e (c) 100°C.	192
Figura 4.14 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para o etanol com 100°C de superaquecimento.	192
Figura 4.15 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para o isopentano com superaquecimento de (a) 30°C, (b) 50°C e (c) 100°C.....	193
Figura 4.16 – Gráficos de eficiências térmicas de ciclos saturados sem recuperação de calor, considerando eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1, em função da efetividade do recuperador de calor, para temperaturas de condensação de (a) θT , (b) T_{cond} e (c) T_{evap} para o fluido R123.....	197
Figura 4.17 – Eficiência térmica do ciclo em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando R123, R245fa, isobutano e água evaporando a 100 °C e condensando a 30 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1.	201

Figura 4.18 – Eficiência térmica do ciclo em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando R123, R245fa, isobutano e água evaporando a 100 °C e condensando a 30 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1 e efetividade do recuperador de calor igual a 0,9.....	206
Figura 4.19 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da variação da eficiência da bomba e do expansor.....	208
Figura 4.20 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da eficiência da bomba, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor.....	209
Figura 4.21 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da eficiência da bomba, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor.....	209
Figura 4.22 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da eficiência da bomba, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3.....	210
Figura 4.23 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da eficiência da bomba, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3.....	211
Figura 4.24 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.	213
Figura 4.25 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.....	213

Figura 4.26 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.214

Figura 4.27 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.....214

Figura 4.28 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.215

Figura 4.29 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.....215

Figura 4.30 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.216

Figura 4.31 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.....216

Figura 4.32 – Eficiências térmicas e exergéticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, acoplados a água líquida como fonte térmica, entrando a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ e saindo a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.....218

Figura 4.33 – Eficiências térmicas e exergéticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, acoplados a vapor

superaquecido de água como fonte térmica, entrando a 200 °C e saindo a 130 °C, em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.219

Figura 4.34 – Eficiências térmicas e exeréticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a 30°C, acoplados a vapor saturado de água como fonte térmica, condensando a 200 °C, em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.220

Figura 5.1 – Representação esquemática da vista superior da bancada de testes e de seus principais componentes.227

Figura 5.2 – Desenho esquemático em vista lateral da bancada de testes, com destaque para os elementos da linha de água quente.228

Figura 5.3 – Desenho esquemático em vista lateral da bancada de testes, com destaque para os elementos da conexão do tanque pulmão.228

Figura 5.4 – Linhas de fornecimento de água para a bancada: (a) linha de água quente e (b) linha de água fria.229

Figura 5.5 – Lista dos principais componentes da bancada de testes, referentes à nomenclatura das Figs. 5.1 a 5.4.230

Figura 5.6 – Representação da divisão em uma zona genérica j de um trocador de calor com função de evaporador.231

Figura 5.7 – Diagrama esquemático de perfil de temperaturas para um acoplamento do fluido de trabalho com o fluido da fonte quente em função da porcentagem de calor transferido.235

Figura 5.8 – Gráfico de vazão mássica mínima de água quente em função da temperatura de entrada da água quente, para ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando a isobutano, n -butano, isopentano e R123, considerando temperatura de evaporação 5 °C inferior à temperatura de entrada da água quente, com fornecimento de 10 kWt no evaporador.238

Figura 5.9 – Gráfico de vazão mássica de fluido de trabalho em função da temperatura de entrada da água quente, para ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando a isobutano, n -butano, isopentano e R123, considerando temperatura de evaporação 5 °C inferior à temperatura de entrada da água quente, com fornecimento de 10 kWt no evaporador.238

Figura 5.10 – Gráficos de comprimento dos tubos do trocador de calor em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.....242

Figura 5.11 – Perda de carga do fluido de trabalho, ΔP_{ft} , em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.243

Figura 5.12 – Perda de carga da água quente, ΔP_q , em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.243

Figura 5.13 – Comprimentos de tubos em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.....244

Figura 5.14 – Perda de carga para os fluidos de trabalho da bancada de testes em função da potência no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.245

Figura 5.15 – Perda de carga para a água quente em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.245

Figura 5.16 – Comprimentos de tubos em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.....246

Figura 5.17 – Perda de carga para os fluidos de trabalho da bancada de testes em função da potência no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.246

Figura 5.18 – Perda de carga para a água quente em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes considerando temperatura de evaporação de

80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.246

Figura 5.19 – Perfil de temperatura para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.247

Figura 5.20 – Perfil de pressão para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.248

Figura 5.21 – Valor do coeficiente de transferência de calor para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função (a) da posição do escoamento no trocador de calor, e (b) do título mássico da mistura bifásica.248

Figura 5.22 – Valor do fluxo de calor para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.249

Figura 5.23 – Gráfico representando perda de carga em um escoamento monofásico de R123 através de um duto anular de diâmetro hidráulico de 0,0435 m e 1 m de comprimento, com vazão mássica de 0,0515 kg/s e temperatura de entrada no duto de 55 °C, e temperaturas de saturação referentes à pressão do escoamento em cada posição do duto anular.251

Figura 5.24 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais em função da velocidade específica (Ns), de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), para razões de pressões (RP) iguais a 2, 4 e 6.253

Figura 5.25 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais em função da rotação de eixo (N), de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), para o isobutano, considerando pressão de condensação de 404,5 kPa, razões de pressões (RP) iguais a 2, 4 e 6, para fornecimento de (a) 10 kWt e (b) 5 kWt no evaporador.254

Figura 5.26 – Comprimentos de tubos para o condensador em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador para os fluidos de trabalho a serem utilizados na bancada de

testes, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s, para a temperatura de condensação de 35 °C.	255
Figura 5.27 – Perda de carga para os fluidos de trabalho a serem utilizados na bancada de testes em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s para a temperatura de condensação de 35 °C.....	255
Figura 5.28 – Perda de carga para a água fria em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s para a temperatura de condensação de 35 °C.....	256
Figura 5.29 – Perfil de temperatura para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.	257
Figura 5.30 – Perfil de pressão para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor. ...	257
Figura 5.31 – Valor do coeficiente de transferência de calor para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função de (a) posição do escoamento no trocador de calor e (b) título mássico da mistura bifásica.	257
Figura 5.32 – Valor do fluxo de calor para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.	258
Figura 5.33 – Representação de expansões isoentálpica (vermelho), isoentrópica (azul) e com eficiência η_t entre 0 e 1 (verde) em diagrama $T-s$ e em detalhe ampliado.....	259
Figura 5.34 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), e eficiência térmica do ciclo (η_{th}) em função (a) da velocidade específica (Ns) e (b) da rotação de eixo (N), para vazão mássica de 0,025 kg/s de R123, considerando pressões na entrada e na saída da turbina, respectivamente, iguais a 489,9 e 130,7 kPa.	260
Figura 5.35 – Desenho em CAD da bancada de testes proposta.	266
Figura 5.36 – Imagem de desenho em CAD do detalhe do aparato para simulação de uma expansão por meio de válvula e trocador de calor.....	266

Figura 5.37 – Foto da bancada de testes projetada, em fase inicial de montagem. ...	267
Figura 5.38 – Diagrama T - s para ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando a R123.....	267
Figura 5.39 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico saturado, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergéticas, em função da efetividade do recuperador de calor, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}C$, $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $m_{ft} = 0,025kg/s$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $m_q = 0,5kg/s$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}C$, $m_f = 0,8kg/s$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}C$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.	271
Figura 5.40 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico superaquecido e com recuperação de calor, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergéticas, em função do grau de superaquecimento do fluido de trabalho, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}C$, $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $m_{ft} = 0,025kg/s$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $\epsilon_r = 0,94$, $m_q = 0,5kg/s$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}C$, $m_f = 0,8kg/s$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}C$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.....	272
Figura 5.41 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico superaquecido, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergéticas, em função do grau de superaquecimento do fluido de trabalho, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}C$, $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $m_{ft} = 0,025kg/s$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $\epsilon_r = 0,94$, $m_q = 0,5kg/s$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}C$, $m_f = 0,8kg/s$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}C$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.....	273
Figura 5.42 – Eficiências térmicas para ciclos Rankine orgânicos funcionando a R123, com temperaturas de evaporação $80^{\circ}C$ e de condensação a $30^{\circ}C$, em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando cálculo pelo método numérico.....	275

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Estatísticas dos combustíveis fósseis no mundo, baseadas em reservas comprovadas.....	43
Tabela 1.2 – Comparação entre tecnologias para conversão de calor em eletricidade.	45
Tabela 2.1 – Categorização de potenciais fluidos de trabalho para ciclos Rankine orgânico. Propriedades calculadas de acordo com a Eq. (2.1) para o caso de <i>Tevap</i> sendo o ponto normal de ebulição.	64
Tabela 2.2 – Tabela com alguns fluidos e suas características.	77
Tabela 2.3 – Classe dos principais fluidos para aplicação em ciclos Rankine orgânico e suas características.	79
Tabela 2.4 – Comparação entre turbinas de entrada radial, axial, e de saída radial. ...	88
Tabela 2.5 – Comparação entre faixas de recomendação de expansores de acordo com diferentes trabalhos da literatura.	91
Tabela 2.6 – Composição do vapor de alguns poços geotérmicos, em grama de constituinte por quilograma de fluido geotérmico.....	102
Tabela 2.7 – Temperaturas típicas de um ciclo Rankine orgânico para aplicação com biomassa.	105
Tabela 2.8 – Temperaturas de saída típicas de coletores solares e suas tecnologias de conversão.	112
Tabela 2.9 – Razão de concentração solar e faixa indicativa de temperaturas típicas na saída de coletores solares.....	112
Tabela 2.10 – Faixas de temperaturas e fontes de calor residual.....	114
Tabela 2.11 – Fontes de calor e sua classificação.....	130
Tabela 2.12 – Comparação entre as vantagens de ciclos Rankine orgânico e ciclos Rankine convencional.....	138
Tabela 4.1 – Divergências percentuais dos resultados do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados, em comparação com os resultados numéricos.	172

Tabela 4.2 – Divergências percentuais das eficiências térmicas de ciclos saturados com recuperação de calor calculadas através do modelo proposto em comparação com os resultados calculados numericamente.	182
Tabela 4.3 – Faixas de restrições para aplicação do modelo proposto, para cada fluido considerado.	183
Tabela 4.4 – Intervalo de divergências de valores de eficiências térmicas do ciclo calculadas numérica e analiticamente, para cada fluido considerado.	190
Tabela 5.1 – Critérios para desconsiderar candidatos a fluido de trabalho para a bancada de testes de um ciclo Rankine orgânico.	224
Tabela 5.2 – Dados de tubos comerciais para projeto de trocador de calor para função de evaporador.	241
Tabela 5.3 – Especificações do trocador de calor para função de evaporador.	247
Tabela 5.4 – Suprimento de água para os componentes da bancada de acordo com as diferentes situações: 1) operação, 2) carga de fluido e <i>startup</i> , 3) parada/manutenção.	262
Tabela 5.5 – Vazões volumétricas (l/min) calculadas para os fluidos a serem utilizados na bancada de testes em função da temperatura de condensação, considerando ciclo saturado, fornecimento de 10 kWt ao ciclo e temperatura de evaporação 5 °C superior à temperatura de condensação.	263
Tabela 5.6 – Resumo das condições de operação do ciclo Rankine orgânico representado pela Fig. 5.38.	268
Tabela 5.7 – Eficiências exergéticas e destruição de exergia do ciclo Rankine orgânico representado pela Fig. 5.38 nas condições de operação da Tab. 5.6.	269
Tabela A.0.1 – Pressões de saturação de vários fluidos, de acordo com a temperatura de saturação.	300
Tabela A.0.2 – Temperaturas de saturação referentes à pressão atmosférica da cidade de São Carlos – SP (92 kPa), de acordo com o fluido.	301

LISTA DE SIGLAS

AF	Água Fria
AQ	Água Quente
BC	<i>Brayton Cycle</i>
BWR	<i>Back Work Ratio</i>
CFC	Clorofluorcarbono
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CHP	<i>Combined Heat and Power</i>
CSP	<i>Concentrating Solar Power</i>
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluoro olefino
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IHE	<i>Internal Heat Exchanger</i>
kWt	Kilo Watt térmico
LCOE	<i>Levelized Cost of Electricity</i>
LFL	<i>Lower Flammability Level</i>
MME	Ministério de Minas e Energia
MWe	Mega Watt elétrico

MWt	Mega Watt térmico
OCDE	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
OFC	<i>Organic Flash Cycle</i>
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
OTEC	<i>Ocean Thermal Energy Conversion</i>
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCM	Phase Change Material
PCS	Poder Calorífico Superior
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
PWHR	<i>Pump Work to Heat Ratio</i>
RORC	<i>Recuperative Organic Rankine Cycle</i>
SOFC	<i>Solid Oxide Fuel Cell</i>
SORC	<i>Superheated Organic Rankine Cycle</i>
SRC	<i>Standard Rankine Cycle</i>
SRORC	<i>Superheated Recuperative Organic Rankine Cycle</i>
TEG	<i>Thermal Electric Generator</i>
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TFC	<i>Trilateral Flash Cycle</i>
TLC	<i>Trilateral Cycle</i>
TLV	<i>Threshold Limit Value</i>
TWA	<i>Time Weighted Average</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
A _{tr}	Área da seção transversal, m ²
Bo	Número de Boling, (-)
c _p	Calor específico à pressão constante, J/kgK
D	Diâmetro, m
D _s	Diâmetro específico,
E	Exergia, J
\dot{E}	Fluxo de exergia, W
e	Exergia específica, J/kg
Eo	Número de Eotvos, (-)
ep	Espessura de parede, m
f	Fator de atrito, (-)
G	Velocidade mássica (\dot{m}/A_{tr}), kg/m ² s
g	Aceleração gravitacional, m/s ²
h	Coefficiente de transferência de calor, W/m ² K
h _{1ø}	Coefficiente de transferência de calor para escoamento monofásico, W/m ² K
h _{2ø}	Coefficiente de transferência de calor para escoamento bifásico, W/m ² K

h_e	Coeficiente de transferência de calor para escoamento em duto anular, W/m^2K
h_i	Coeficiente de transferência de calor para escoamento em tubo interno, W/m^2K
h_l	Coeficiente de transferência de calor para condição de líquido saturado, W/m^2K
I	Irradiação solar absorvida, W
i	Entalpia específica, J/kg
i_{lv}	Entalpia específica de mudança de fase líquido-vapor, J/kg
Ja_ϵ	Número de Jacob para recuperação de calor em ciclos saturados, (-)
$Ja_{\epsilon'}$	Número de Jacob para recuperação de calor em ciclos superaquecidos, (-)
Ja_{pre}	Número de Jacob para preaquecimento, (-)
Ja_{sup}	Número de Jacob para superaquecimento, (-)
k	Parâmetro agrupado, K; Condutividade térmica, W/mK
L	Comprimento, m
La	Número de Laplace, (-)
\dot{m}	Vazão mássica, kg/s
N	Rotação de eixo, rpm
N_s	Rotação específica,
Nu	Numero de Nusselt, (-)
P	Pressão, Pa
Pr	Número de Prandtl, (-)

P_r	Pressão reduzida ($P/P_{crít}$), (-)
\dot{Q}	Potência térmica, W
Q''	Fluxo de calor, W/m ²
q	Potência térmica aplicada por kilograma/segundo (\dot{Q}/\dot{m}), J/kg
Re	Número de Reynolds, (-)
R_t	Resistência térmica, K/W
s	Entropia específica, J/kgK
T	Temperatura, °C
T_r	Temperatura reduzida ($T/T_{crít}$), (-)
U	Coefficiente global de transferência de calor, W/m ² K
V	Velocidade, m/s
v	Volume específico, m ³ /kg
v_l	Volume específico no estado de líquido saturado, m ³ /kg
\forall	Volume, m ³
$\dot{\forall}$	Fluxo de volume, m ³ /s
\dot{W}	Potência de eixo, W
We	Número de Weber, (-)
x	Título mássico de vapor na mistura bifásica, (-)
z	Distância vertical, m; Distância axial, m

Letras gregas

α	Difusividade térmica, m^2/s
Δ	Varição, (-)
ΔP	Perda de carga, Pa
ε	Efetividade, (-)
ϵ	Eficiência exergética, (-)
η	Eficiência, (-)
η_b	Eficiência isoentrópica da bomba, (-)
η_t	Eficiência isoentrópica do expensor, (-)
η_{th}	Eficiência térmica do ciclo, (-)
ξ	Derivada da curva de vapor saturado no diagrama $T-s$, (-)
ρ	Densidade, kg/m^3
σ	Tensão superficial do fluido, N/m
μ	Viscosidade dinâmica, Pa.s
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s
ω	Velocidade angular, rad/s

Índices

ε	Efetividade
1ϕ	Monofásico

2 ϕ	Bifásico
b	Bomba
c	Condensador
cond	Condensação
crit	Crítico
e	Evaporador; Tubo externo
ent	Entrada
evap	Evaporação
ex	Exergia
f	Fria (sumidouro de calor)
ft	Fluido de trabalho
h	Hidráulico
H	Alta temperatura (<i>high</i>)
hom	Homogêneo
i	Tubo interno
j	Índice genérico
l	Líquido saturado
L	Baixa temperatura (<i>low</i>)
lv	Mudança de fase líquido-vapor

n	Índice genérico
pre	Preaquecimento
q	Quente (fonte de calor)
r	Recuperador
s	Isoentrópico
saí	Saída
sup	Superaquecimento
t	Turbina, Expansor
th	Térmico
tot	Total
tr	Seção transversal
v	Vapor saturado
$\forall C$	Volume de controle

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	39
1.1	Contextualização	39
1.2	Objetivos.....	47
2	O CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	49
2.1	Apresentação.....	49
2.2	Fluido de trabalho	60
2.2.1	Propriedades termodinâmicas e físicas	61
2.2.2	Compatibilidade com outros materiais	73
2.2.3	Considerações ambientais.....	73
2.2.4	Segurança e saúde	73
2.2.5	Disponibilidade e custo	74
2.2.6	Fluidos puros e misturas de fluidos	74
2.3	Principais componentes do ciclo	79
2.3.1	Expansor.....	80
2.3.2	Bomba.....	96
2.3.3	Trocadores de calor.....	98
2.4	Fontes de calor	101
2.4.1	Geotérmica	101
2.4.2	Biomassa.....	104
2.4.3	Solar.....	107
2.4.4	Recuperação de calor residual	113
2.4.5	Conversão de Energia Térmica dos Oceanos (OTEC).....	118
2.4.6	Fontes de calor híbridas.....	123
2.4.7	Característica das fontes de calor	127
2.5	Dinâmica do sistema e técnicas de controle	132
2.6	Comparação entre ciclos Rankine convencional e orgânico	136
2.6.1	Necessidade de superaquecimento	136
2.6.2	Complexidade de componentes	137
2.6.3	Complexidade do ciclo	137
2.6.4	Eficiência	137

2.7	Plantas de geração a ciclo Rankine orgânico pelo mundo.....	138
2.8	Estimativas de custos.....	140
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	145
3.1	Modelagem de um sistema a ciclo Rankine orgânico com solução numérica...	146
3.1.1	Bomba.....	147
3.1.2	Recuperador de calor	147
3.1.3	Evaporador	147
3.1.4	Expansor.....	148
3.1.5	Condensador	148
3.1.6	Gerador	148
3.1.7	Resolução do sistema numérico de equações	149
3.2	Parâmetros de desempenho.....	149
3.2.1	Eficiência Energética.....	149
3.2.2	Eficiência Exergética.....	152
3.3	Modelagem analítica da eficiência térmica de um ciclo Rankine orgânico	155
3.3.1	Ciclo saturado sem recuperação de calor (ORC).....	157
3.3.2	Ciclo saturado com recuperação de calor (RORC).....	161
3.3.3	Ciclo superaquecido sem recuperação de calor (SORC).....	163
3.3.4	Ciclo superaquecido com recuperação de calor (SRORC).....	165
3.4	Considerações dos modelos e sistemas simulados	169
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	171
4.1	Validação do modelo proposto	171
4.1.1	Ciclo saturado sem recuperação de calor (ORC).....	172
4.1.2	Ciclo saturado com recuperação de calor (RORC).....	181
4.1.3	Ciclo superaquecido sem recuperação de calor (SORC).....	189
4.1.4	Ciclo superaquecido com recuperação de calor (SRORC).....	193
4.1.5	Considerações gerais sobre o modelo proposto	194
4.2	Influência de diferentes parâmetros na eficiência térmica do ciclo.....	196
4.2.1	Temperaturas de condensação e de evaporação.....	196
4.2.2	Superaquecimento	198
4.2.3	Presença de recuperador de calor.....	201
4.2.4	Presença de recuperador de calor e superaquecimento.....	203
4.2.5	Eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor.....	206

4.2.6	Efetividade do recuperador de calor	212
4.3	Influência da temperatura da fonte de calor	217
5	PROJETO DE BANCADA EXPERIMENTAL.....	223
5.1	Premissas consideradas para escolha do fluido de trabalho	223
5.2	Descrição da bancada e dos componentes	224
5.3	Especificação de componentes.....	230
5.3.1	Trocadores de calor principais.....	231
5.3.2	Expansão	259
5.3.3	Tanques de água	261
5.3.4	Tanque pulmão	262
5.3.5	Bomba.....	263
5.3.6	Medidor de vazão do fluido de trabalho	264
5.4	Procedimentos prévios	264
5.5	Descrição dos testes	264
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	277
	REFERÊNCIAS.....	283
	APÊNDICES.....	299

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, as questões energéticas são contextualizadas, inserindo-as no cenário das preocupações ambientais e da utilização de combustíveis fósseis; sob essa óptica, a motivação deste trabalho é abordada, pontuando as razões pelas quais o ciclo Rankine orgânico figura entre as principais tecnologias para conversão de energia térmica em trabalho a partir de fontes de calor de baixa temperatura.

1.1 Contextualização

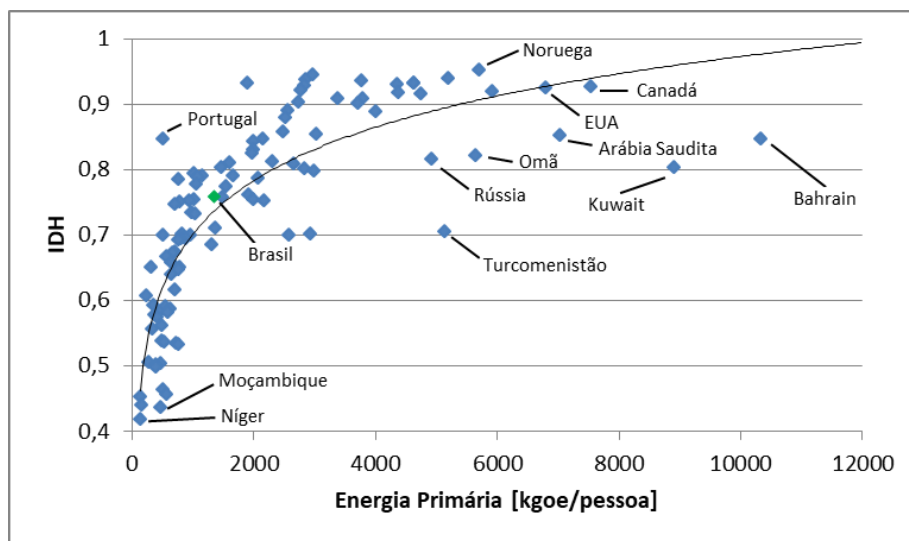
A demanda energética tem aumentado significativamente durante as últimas décadas, sobretudo, devido à industrialização, ao desenvolvimento econômico ao aumento populacional e à melhoria da qualidade de vida. Combustíveis fósseis constituem a base da oferta de energia primária mundial, o que origina forte preocupação com as questões ambientais, principalmente, envolvendo aquecimento global e mudanças climáticas, uma vez que a queima desse insumo emite gases intensificadores do efeito estufa (em especial, CO_2), apontados como principais responsáveis pelo aquecimento global.

De acordo com dados publicados pela International Energy Agency - IEA (2016), os setores responsáveis pelas maiores quantidades emitidas de CO_2 no mundo são, nesta ordem, geração de eletricidade, setor industrial e de transportes; no Brasil, o setor de transportes lidera as emissões, seguido pelo industrial e de geração de energia. Essa alteração se deve, sobretudo, à forte presença da geração hidrelétrica e do uso da biomassa na matriz energética nacional, o que nos garante um indicador de emissão pelo uso de energia consideravelmente

menor que o da média mundial: 1,55 tCO₂/tep de energia consumida, frente à média mundial de 2,35 (BRASIL, 2016).

Com o aumento de renda per capita e das taxas de urbanização, e com o desenvolvimento econômico dos países, aumenta-se, também, o consumo de energia. A Fig. 1.1 relaciona o consumo de energia primária (medido em kgoe, “quilograma equivalente de petróleo por pessoa”) com o IDH de um país (o IDH é o Índice de Desenvolvimento Humano, normalizado de 0 a 1, que inclui indicadores de saúde, educação e renda, como expectativa de vida ao nascer, salubridade ambiental, expectativa de anos de estudo e média de anos de educação da população adulta e Renda Nacional Bruta *per capita*).

Figura 1.1 – Gráfico do Índice de Desenvolvimento Humano contra consumo de Energia Primária.



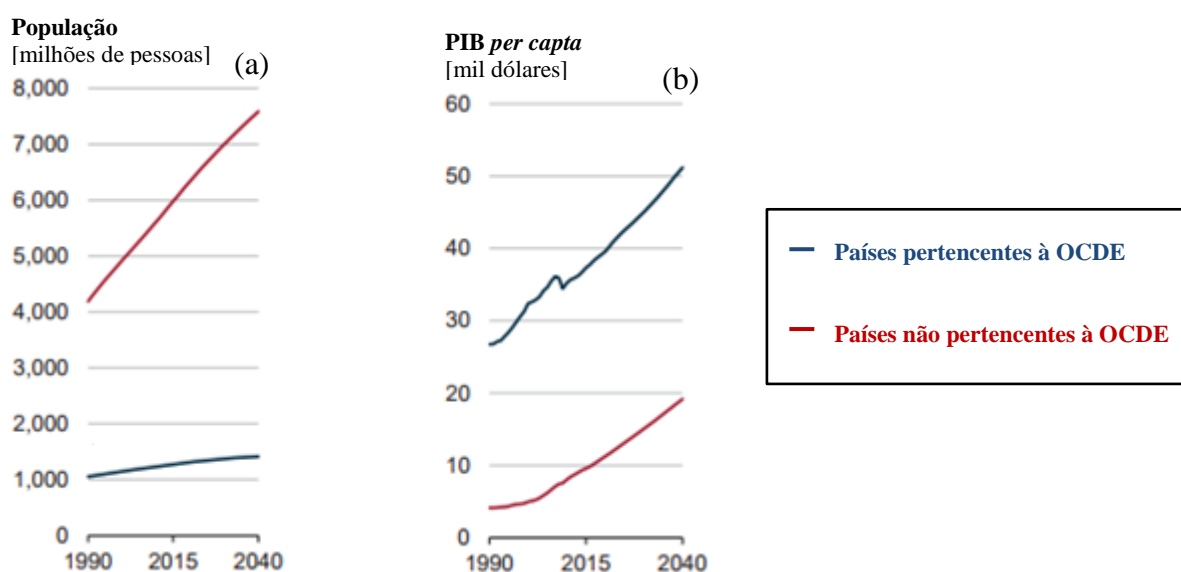
Fonte: o autor.

Nota-se que um aumento no consumo de energia significa melhoria exponencial no IDH até, aproximadamente, 3.000 kgoe/pessoa; a partir desse valor, o aumento no consumo não representa melhoria considerável nos índices de IDH. Os países em que há extração significativa de petróleo não se encaixam nessa tendência, pois tal atividade eleva o consumo da energia primária sem, necessariamente, aumentar o IDH. É o caso de países como Turcomenistão, Omã, Arábia Saudita, Kuwait e Bahrain.

Como é esperado um aumento populacional – passando de 7,5 bilhões de pessoas no mundo em 2015, para mais de 9 bilhões em 2040 – e um desenvolvimento econômico, com maior acesso ao mercado de energia, principalmente em países não pertencentes à OCDE, estima-se um aumento de 28% no consumo mundial de energia entre os anos de 2015 e 2040, podendo chegar a mais de 700 quadrilhões de BTU, dos quais a maior parte será suprida por fontes fósseis, apesar do crescimento da participação de fontes renováveis (IEA, 2017).

A Fig. 1.2 ilustra as projeções para o aumento populacional e para o PIB *per capita* de países pertencentes e não pertencentes à OCDE.

Figura 1.2 – (a) População mundial e (b) Pruduto Interno Bruto *per capita*, de 1990 a 2040, em países pertencentes e não pertencentes à OCDE.



Fonte: adaptado de IEA (2017).

Com a tendência de aumento da demanda de eletricidade e das preocupações em relação às emissões de carbono, as fontes de energia utilizadas para geração desse insumo se diversificarão, de acordo com características globais e regionais, com destaque para aumento da participação de fontes renováveis, gás natural e nuclear, em detrimento do carvão (IEA, 2017).

Em relação à geração de eletricidade, no mundo, dos 23.087 TWh gerados no ano de 2015, 78,8% são oriundos de geração termelétrica, sendo 65,6% à base de combustíveis fósseis; no Brasil, esse número é substancialmente inferior: 29,8% da eletricidade foi gerada a partir de termelétricas, utilizando combustíveis fósseis em apenas 18,7% da eletricidade gerada. Isso se deve, sobretudo, à grande participação das gerações hidrelétricas (63,1%) e eólicas (7,2%). Vale destacar também a grande participação da biomassa (8,4%) na matriz elétrica nacional (BRASIL, 2018).

A geração termelétrica apresenta vantagens diferenciadas, como possibilidade de suprir fornecimento instantâneo e constante, com menor dependência de condições climáticas e ambientais (a exceção fica por conta da biomassa, que pode depender de regimes de chuva específicos para ser plantada e colhida) e tem possibilidade de ser integrada a outras atividades que utilizam calor, como processos industriais e distritos de aquecimento, em prática conhecida como cogeração. No entanto, devido às características dessa conversão, mais precisamente, da Segunda Lei da Termodinâmica, nem todo calor pode ser convertido em eletricidade: dados estatísticos da IEA¹ indicam que mais da metade da energia contida no calor é perdida durante a conversão termelétrica; no mundo, do total de 5.217 Mtoe destinadas à geração de eletricidade em 2016, 4.754 Mtoe são de origem térmica e 2.730 Mtoe foram perdidos durante a conversão, representando 57,4%.

Dada a forte dependência das matrizes energéticas e elétricas em relação aos combustíveis fósseis, existe a preocupação com o esgotamento de suas reservas. Abas, Kalair e Khan (2015) fizeram uma revisão sobre algumas estatísticas dos principais combustíveis fósseis, incluindo reservas comprovadas, produção diária e estimativa de esgotamento de suas reservas, cujos dados são apresentados na Tab. 1.1.

¹ Dados presentes em Diagrama de Sankey fornecido pelo site da IEA: <https://www.iea.org/Sankey/#?c=World&s=Balance> (acessado pela última vez em 04/07/2019).

Tabela 1.1 – Estatísticas dos combustíveis fósseis no mundo, baseadas em reservas comprovadas.

Combustível	Reservas totais	Produção diária	Esgotamento estimado*
Petróleo	1,7 tri barris	86,8 mi barris	2066
Gás natural	185,7 tri m ³	9,2 bi m ³	2068
Carvão	891,5 bi ton	21,6 mi ton	2126

*Data de esgotamento pode ser alterada caso novas reservas de combustível sejam descobertas.

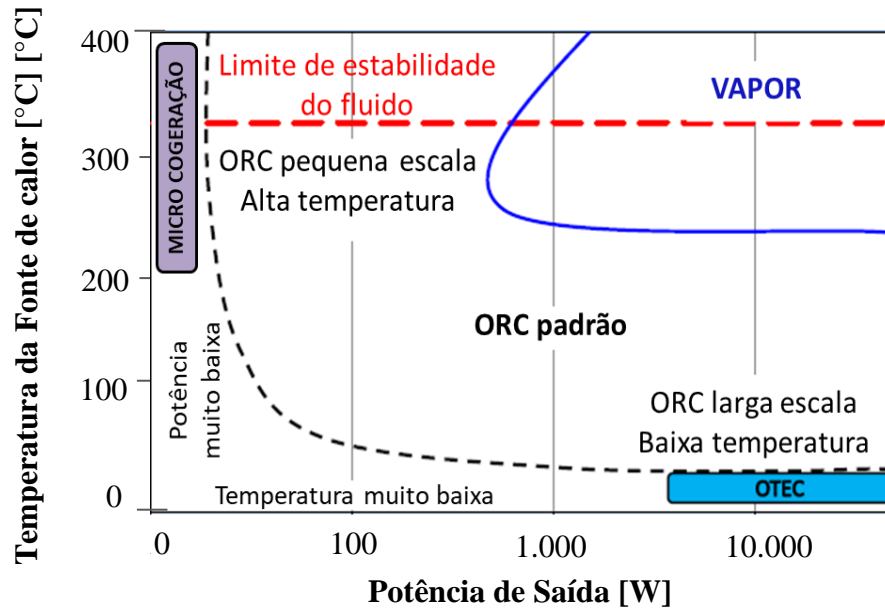
Fonte: adaptado de Abas, Kalair e Khan (2015).

Assim, tanto a diminuição do uso de fontes de energia fósseis e o aumento de fontes renováveis de energia – solar, eólica, geotérmica, biomassa, biocombustíveis, hídrica e hidrogênio –, quanto melhorias na eficiência energética, desde a geração da energia (elétrica, térmica, mecânica e química) até seu consumo, são extremamente desejáveis, uma vez que atacam ambos os problemas do suprimento de energia e do aquecimento global. Para isso, o desenvolvimento de estratégias, políticas e tecnologias são fundamentais.

O ciclo Rankine é um dos métodos utilizados para converter energia térmica em potência de eixo – e, com o acoplamento de um gerador, em energia elétrica – e, tradicionalmente, utiliza água como fluido de trabalho (SRC). Porém, o uso de SRC para geração de energia elétrica a partir de fontes de calor abaixo de 370 °C torna-se pouco eficiente e economicamente inviável (HUNG; SHAI; WANG, 1997); no entanto, o ciclo Rankine orgânico – modificação do ciclo Rankine tradicional, em que a água é substituída por um fluido orgânico de trabalho, que possui ponto de ebulição mais baixo e pressão de vapor maior que a da água – necessita de menos calor durante o processo de evaporação, que acontece em pressões e temperaturas inferiores às praticadas pelo ciclo Rankine tradicional (TCHANCHE *et al.*, 2011), viabilizando, assim, a utilização de calores de baixas e médias temperaturas (entre 60 e 250 °C) para geração de potência de eixo e de energia elétrica.

A Fig. 1.3 ilustra a possibilidade de inserção da tecnologia a ciclo Rankine orgânico em lacunas deixadas por tecnologias de geração termelétrica aplicadas a baixas potências e temperaturas, principalmente, SRC e OTEC.

Figura 1.3 – Diagrama esquemático da faixa de aplicação de sistemas de potência a ciclo Rankine orgânico, considerando temperatura da fonte de calor contra potência gerada, em escala logarítmica.



Fonte: adaptado de GAIA (2011).

Nota-se que SRC tem sua aplicação limitada, aproximadamente, a potências superiores a 0,5 MW e temperaturas superiores a 230 °C. Em potências e/ou temperaturas inferiores, há uma lacuna de aplicação tecnológica, com limites técnicos e econômicos de aplicação, tanto de potência quanto de temperatura, e a tecnologia a ciclo Rankine orgânico tem potencial para preencher essa lacuna, com destaque para o acoplamento com fontes térmicas renováveis.

Pierobon *et al.* (2014) investigaram as tecnologias de recuperação de calor envolvendo ciclo Brayton, Rankine padrão e Rankine orgânico aplicadas ao setor de petróleo e gás, analisando o potencial dessa aplicação em plataformas de petróleo *offshore*. Os resultados indicaram que o ciclo Rankine orgânico apresentou melhores resultados comparado às outras

tecnologias, ponderando fatores como custo e peso do sistema, receitas e emissões evitadas de CO₂ e outros poluentes.

Além dos ciclos Brayton, e Rankine e suas modificações, outras tecnologias podem ser utilizadas para a conversão de calor em energia, com bom desempenho; algumas já estão comercialmente disponíveis e outras estão em desenvolvimento, mas se demonstram promissoras.

Viklund e Johansson (2014) comparam algumas dessas tecnologias – SRC, ciclo Rankine orgânico, ciclo Kalina, ciclo de CO₂ transcrito, gerador termoelétrico (TEG), termofotovoltaico (TPV), motor Stirling e motor de material com mudança de fase (PCM) – em termos de eficiência, faixa de aplicação, meio em que ocorre a troca de calor e o estágio de desenvolvimento, e o resultado encontra-se na Tab. 1.2.

Tabela 1.2 – Comparação entre tecnologias para conversão de calor em eletricidade.

Tecnologia	Eficiência de conversão de energia térmica em elétrica	Temperatura da fonte de calor [°C]	Meio de troca de calor	Estágio de desenvolvimento
Ciclo Rankine padrão	Condensação: 0,47 CHP: 0,3	> 240	Gás, líquido	Comercial
Ciclo Rankine orgânico*	0,008-0,2	24-480	Gás, líquido	Comercial
Ciclo Kalina	0,12-0,17	120-400	Gás, líquido	Comercial
Ciclo de CO ₂ transcrito	0,025-0,08	60-150	Gás, líquido	Em desenvolvimento
Gerador termoelétrico (TEG)	0,01-0,05	150-600	Gás, líquido	Comercial em pequena escala
Termofotovoltaico (TPV)	0,1-0,2	100-1.800	Radiação	Em desenvolvimento
Motor Stirling	0,13-0,36	100-700	Gás, líquido	Em desenvolvimento
Motor PCM	0,025-0,09	25-95	Água	Demonstração

* inclui aplicação em OTEC. Dados de Faizal e Ahmed (2013).

Fonte: adaptado de Viklund e Johansson (2014).

É possível notar que o motor Stirling permite aplicação em uma grande faixa de temperaturas, com eficiências até maiores que as do ciclo Rankine orgânico; no entanto, além de ser uma tecnologia em desenvolvimento, de acordo com Bianchi e De Pascale (2011), motores Stirling têm sua eficiência drasticamente reduzida quando conectados a fontes de calor de temperaturas mais baixas (200-500 °C).

O ciclo Kalina, em alguns casos, pode chegar a apresentar desempenho superior a um ciclo Rankine orgânico; no entanto, esse aumento de eficiência é discreto e obtido por meio de uma planta mais complexa, com maiores superfícies de trocadores de calor e com a utilização de materiais resistentes a pressões mais elevadas e à corrosão (ZHANG; HE; ZHANG, 2012). Isso porque a operação de um ciclo Kalina pode alcançar valores de 38-50 bar (NEMATÍ *et al.*, 2017) e a mistura amônia-água, acima de 200 °C, pode provocar ataques químicos, ocasionando problemas de corrosão (BOMBARDA; INVERNAZZI; PIETRA, 2010). Para se evitar esse tipo de dano à turbina, titânio deve ser adotado como material construtivo, enquanto que cobre e alumínio são materiais de uso proibido (MARCUCILLI; ZOUAGHI, 2007).

Nesse contexto, o ciclo Rankine orgânico configura-se como uma tecnologia promissora para aumentar a geração de potência e eletricidade e/ou melhorar a eficiência energética, devido à possibilidade de se utilizar calor de fontes renováveis de energia e calor rejeitado para o ambiente, pela sua simplicidade, baixa manutenção e facilidade de operação, preenchendo uma lacuna técnica e econômica deixada por sistemas de ciclo Rankine convencional (SRC), devido às suas características.

1.2 Objetivos

Esta pesquisa tem como objetivo principal a avaliação térmica teórica de um ciclo Rankine orgânico, promovendo bases para o projeto e a construção de uma bancada de testes em pequena escala (< 10 kWt) para investigação experimental. Como objetivos específicos, apresentam-se:

- i. Abordagem do contexto em que a tecnologia em questão está inserida, elucidando a relevância de sua aplicação;
- ii. Revisão da literatura, incluindo diferentes arquiteturas do ciclo, configurações de componentes e suas características;
- iii. Modelagem térmica de sistemas em regime permanente;
- iv. Desenvolvimento e validação de um modelo analítico para cálculo da eficiência térmica do ciclo;
- v. Análise da influência da variação de parâmetros operacionais na eficiência térmica e exergética do ciclo;
- vi. Projeto de uma bancada de testes em pequena escala (< 10 kWt).

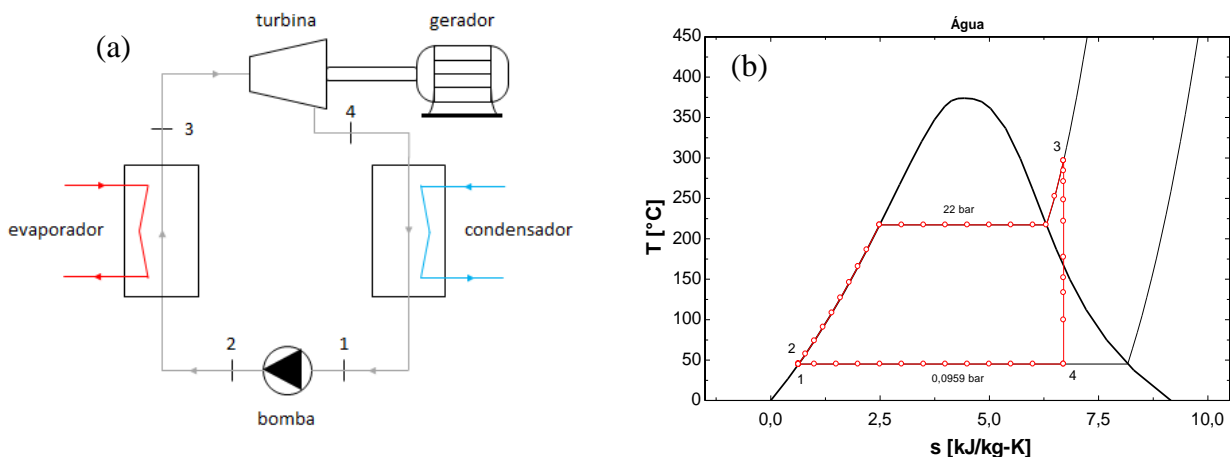
2 O CICLO RANKINE ORGÂNICO

Neste capítulo, o ciclo Rankine orgânico é apresentado, incluindo modificações na arquitetura do ciclo, possíveis fluidos de trabalho, principais componentes, fontes típicas de calor, panorama de aplicação e estimativa de custos.

2.1 Apresentação

No ciclo Rankine, o fluido de trabalho no estado líquido é pressurizado e bombeado até um evaporador, onde é aquecido e vaporizado para, então, se expandir, fornecendo trabalho mecânico de eixo que, conectado a um gerador, é convertido em energia elétrica. Em seguida, o vapor é resfriado e condensado, seguindo para a bomba, e, assim, iniciando um novo ciclo, representado esquematicamente pela Fig. 2.1.

Figura 2.1– (a) Representação esquemática de um ciclo Rankine simples e seus principais componentes e (b) seu diagrama T - s .



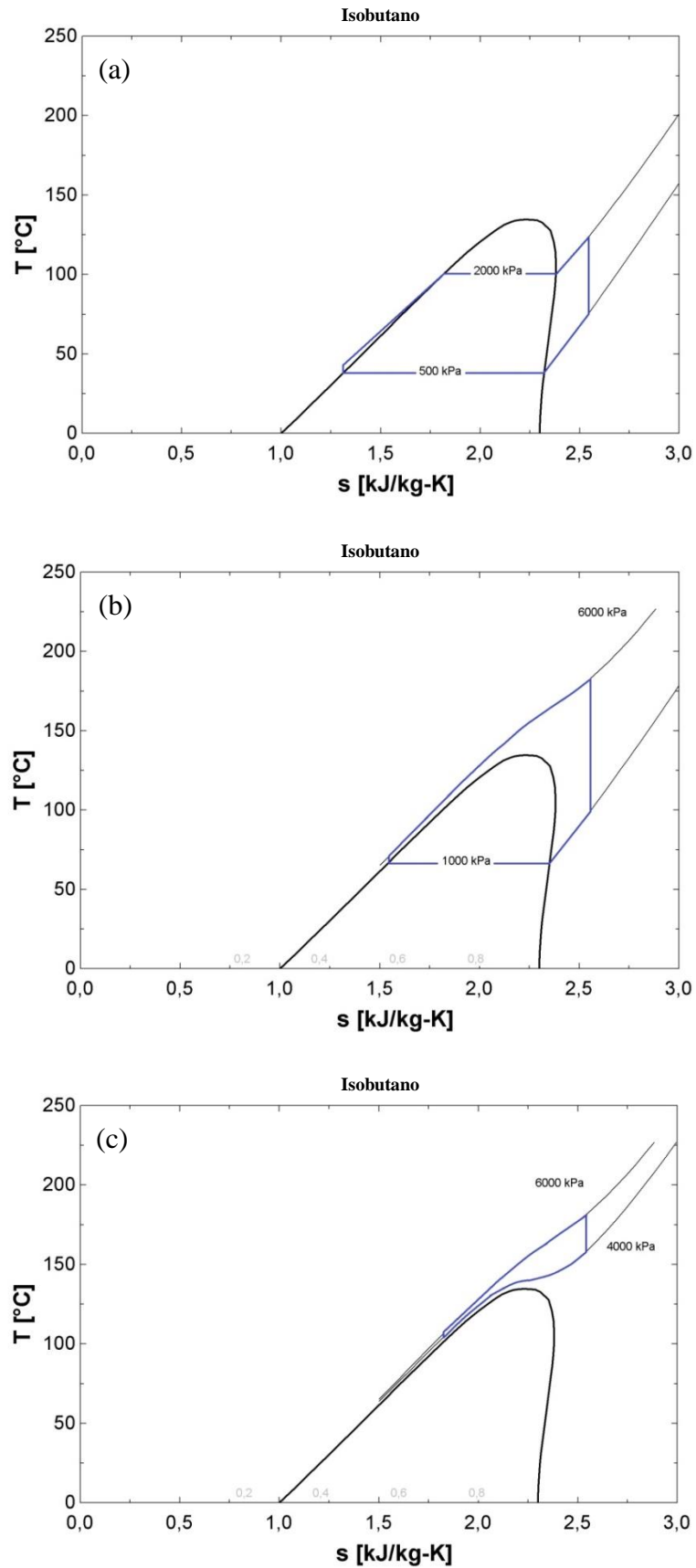
Fonte: o autor.

O ciclo Rankine orgânico é uma modificação do ciclo Rankine tradicional, em que a água é substituída por um fluido orgânico de trabalho, que possui ponto de ebulição mais baixo e pressão de vapor maior que a da água, permitindo operar sob temperaturas e pressões mais baixas que o ciclo Rankine tradicional. Enquanto o ciclo Rankine tradicional opera com vapor de água na faixa de 320-620 °C e 20-250 bar (OHJI; HARAGUCHI, 2017), o ciclo Rankine orgânico opera em temperaturas e pressões menores, geralmente inferiores a 400 °C e 30 bar, respectivamente (QUOILIN *et al.*, 2013).

Dependendo da sua faixa de operação em relação ao ponto crítico, o ciclo pode ser classificado como subcrítico, transcrito, ou supercrítico. Se o fluido de trabalho operar em pressões inferiores à pressão do ponto crítico, o ciclo é classificado como subcrítico. Se a pressão crítica estiver compreendida dentro da faixa das pressões de operação (isto é, se possuir valor superior ao da pressão de condensação e inferior ao da pressão de evaporação), o ciclo é transcrito, e se a faixa de pressões adotadas for superior à pressão crítica, o ciclo é supercrítico. Essas características de operação são ilustradas na Fig. 2.2.

Em se tratando da região subcrítica, tanto na evaporação quanto na condensação, o fluido de trabalho passa por mudanças de fase definidas, incluindo a região bifásica. No ciclo transcrito, a passagem do estado de líquido para o de vapor ocorre a uma pressão superior à pressão crítica, enquanto que a condensação ocorre na região subcrítica, passando pela região bifásica. Por sua vez, o ciclo supercrítico ocorre entre a região de líquido subresfriado e gás, estando todo o ciclo fora da região bifásica. Lecompte *et al.* (2015) ressalta que, apesar das distinções entre os ciclos transcrito e supercrítico, a definição não é rigorosamente utilizada.

Figura 2.2 – Ciclos (a) subcrítico, (b) transcrito e (c) supercrítico.



Fonte: o autor.

Diferentemente da água, fluidos orgânicos sofrem decomposição química e deterioração sob altas temperaturas e pressões. Por isso, ciclos Rankine orgânico devem ser operados abaixo das temperaturas e pressões em que são quimicamente instáveis (HUNG; SHAI; WANG, 1996).

Kuo *et al.* (2011) recomendam que a temperatura crítica do fluido seja maior que a temperatura máxima do ciclo; ou seja, operação na região subcrítica, apesar de a eficiência do ciclo supercrítico poder ser maior que a do ciclo subcrítico na ordem de 5-10%. Essa diferença se deve ao fato de haver patamares durante a mudança de fase do fluido no evaporador, proporcionais ao calor latente de vaporização do fluido, provocando irreversibilidades no processo de transferência de calor no evaporador. Os autores também classificaram como problemas da região supercrítica para fluidos orgânicos os riscos de decomposição química e de corrosão.

Na tentativa de diminuir essa irreversibilidade no evaporador, a adoção de pressão superior à pressão crítica tem sido estudada e discutida. Chen *et al.* (2010) argumentaram que, como o processo de aquecimento em um ciclo Rankine orgânico supercrítico não passa por uma região bifásica clara como em um ciclo subcrítico, ocorre uma melhor combinação térmica com a fonte de calor no evaporador, reduzindo irreversibilidades. Guo *et al.* (2014) observaram que ciclos Rankine orgânico supercríticos nem sempre garantem melhor combinação entre fluido de trabalho e fonte de calor, vantagem que acontece quando a diferença entre as temperaturas de entrada e saída da fonte é grande; se essa diferença for pequena, ciclos Rankine orgânico subcríticos, podem combinar melhor com a fonte de calor. No entanto, segundo Tchanche *et al.* (2011), ciclos Rankine orgânico supercríticos possuem dois grandes problemas: questões de segurança, devido a pressões elevadas no evaporador, e dificuldades de condensação.

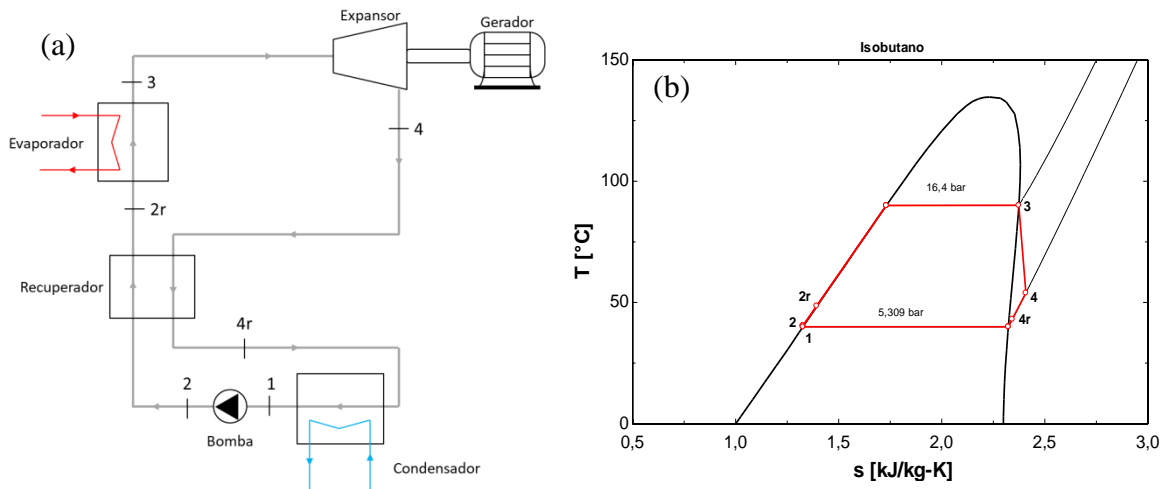
Outras modificações no ciclo Rankine orgânico são propostas e estudadas na tentativa de melhorar sua eficiência. Essas modificações podem compreender inclusão e alteração de componentes, reaquecimento de vapor, expansão em mais de uma etapa (mais de um expensor), e combinações entre essas modificações.

Maraver *et al.* (2014) estudaram o efeito da utilização de um recuperador de calor, ou trocador de calor interno, em um ciclo Rankine orgânico, considerando vários fluidos de trabalho. Os autores destacaram que a utilização de um recuperador aumenta a eficiência energética, mas não necessariamente a eficiência exergética ou a potência de saída.

As condições do vapor na saída do expensor são determinantes para a avaliação do uso de um recuperador. Nos casos em que esse componente é aplicável – quando a temperatura do vapor na saída do expensor é superior à do fluido pressurizado na saída da bomba –, ocorre um melhor ajuste entre os perfis $T-s$ da fonte quente e do fluido de trabalho, pois a diferença de temperaturas entre as duas correntes é menor que a diferença dessas temperaturas e um ciclo Rankine orgânico sem o recuperador (MARAVÉR *et al.*, 2014). No entanto, a adição de mais um componente implica perdas de pressão, irreversibilidades que reduzem a eficiência exergética e que precisam ser consideradas. Essa modificação está ilustrada na Fig. 2.3.

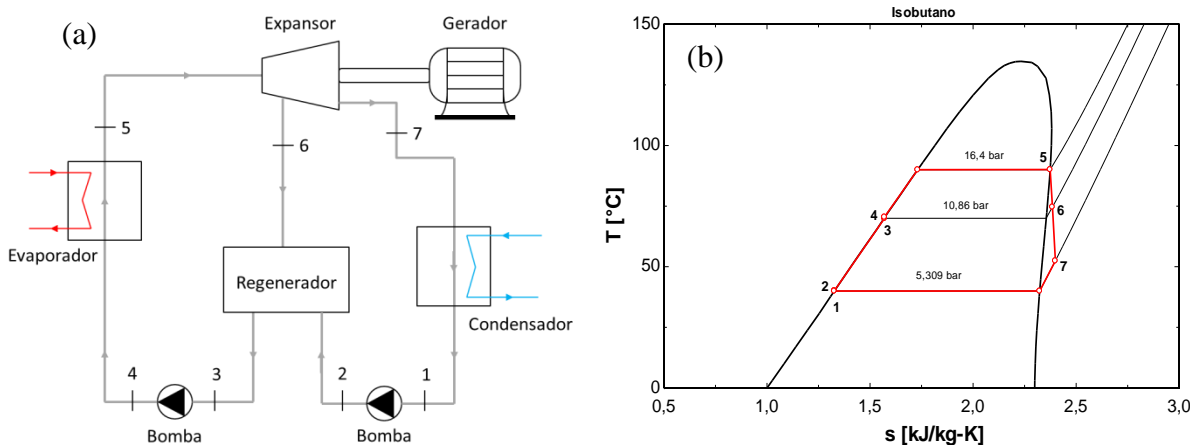
Mago *et al.* (2008) analisaram a influência de um regenerador de calor em um ciclo Rankine orgânico com os fluidos secos R113, R245ca, R123 e isobutano, a fim de encontrar a maior eficiência e a menor irreversibilidade, extraído da turbina parte do vapor para trocar calor, em um aquecedor de líquido de alimentação, com líquido bombeado a partir do condensador. Os autores concluíram que os ciclos regenerativos apresentavam maiores eficiências quando comparados com os respectivos ciclos básicos. A Fig. 2.4 representa esquematicamente um ciclo Rankine orgânico regenerativo.

Figura 2.3 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com a presença de um recuperador de calor, e (b) seu diagrama T - s .



Fonte: o autor.

Figura 2.4 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com a presença de um regenerador do tipo aberto, e (b) seu diagrama T - s .



Fonte: o autor.

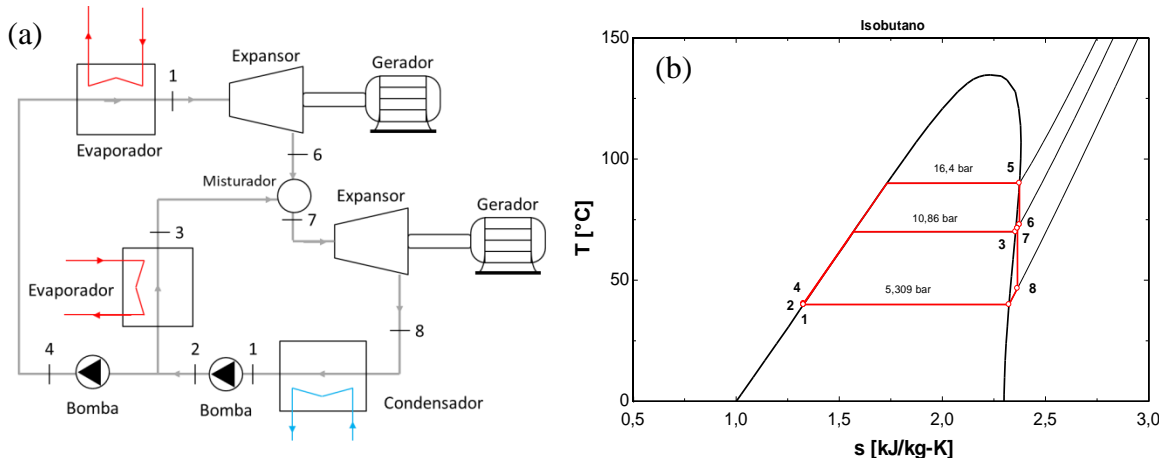
Xu e He (2011) propuseram a utilização de um injetor de vapor em um ciclo Rankine orgânico regenerativo. Nessa modificação, parte do vapor é extraída da turbina, se juntando, em um injetor, à corrente de líquido que sai do condensador para seguir até a bomba, que pressurizará o fluido de trabalho para geração de vapor no evaporador e se expandir na turbina, reiniciando o ciclo. Os autores compararam o desempenho de um ciclo Rankine

orgânico funcionando a R123 com o funcionamento de um ciclo modificado com o injetor proposto e concluíram que existem condições de operação, como pressão de extração do vapor e pressão de condensação do líquido, que favorecem o desempenho do ciclo Rankine orgânico modificado.

Manente, Lazzaretto e Bonamico (2017) compararam configurações de ciclos Rankine orgânico envolvendo sistemas de única pressão (padrão) e de dupla pressão, em que este consiste de um estágio adicional de alta pressão. Neste, o fluido de trabalho sai do condensador e é bombeado a uma pressão intermediária; em seguida, parte do fluido é bombeada a uma pressão superior, evaporada e expandida em uma turbina de alta pressão até a pressão intermediária; a outra parte do fluido é evaporada sob pressão intermediária e se junta ao vapor de escape da turbina de alta pressão para o estágio de expansão em uma turbina de baixa pressão até a pressão inferior. Finalmente, o fluido de trabalho segue para o condensador, rejeitando calor e reiniciando o ciclo.

Variando a temperatura da fonte quente de 100 a 200 °C, Manente, Lazzaretto e Bonamico (2017) avaliaram diversos fluidos, mostrando que a utilização de um sistema de dupla pressão é vantajosa nos casos em que a diferença entre a temperatura de entrada da fonte de calor e a temperatura crítica do fluido de trabalho é inferior a 40 °C; ou seja, se a temperatura crítica do fluido for próxima ou maior que a temperatura de entrada da fonte de calor, as melhorias de desempenho devidas à adoção de sistemas de dupla pressão podem ser superiores a 20%. Essa modificação pode ser representada pela Fig. 2.5.

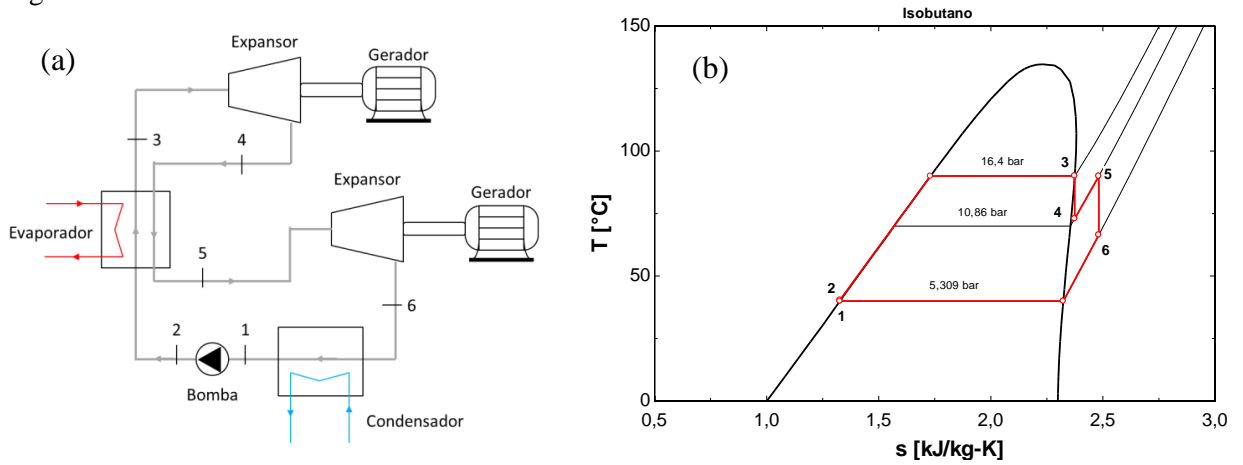
Figura 2.5 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com expansão em dupla pressão, e (b) seu diagrama T - s .



Fonte: o autor.

Outra modificação em ciclos Rankine discutida na literatura é o reaquecimento de vapor (Fig. 2.6), envolvendo a expansão do fluido de trabalho em duas etapas: fluido pressurizado é evaporado e se expande no primeiro estágio do expansor a uma pressão intermediária; em seguida, o vapor retorna para o evaporador, onde recebe calor à pressão intermediária, e, então, realiza o segundo estágio de expansão a uma pressão inferior, seguido de condensação para, assim, reiniciar o ciclo (SPROUSE III; DEPCIK, 2013).

Figura 2.6 – (a) Modificação de um ciclo Rankine orgânico com reaquecimento de vapor, e (b) seu diagrama T - s .

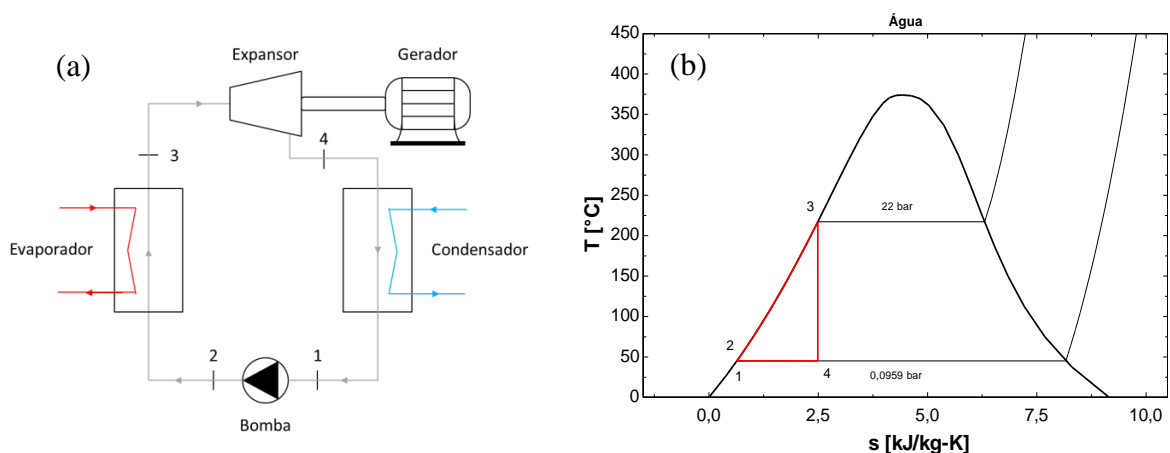


Fonte: o autor.

Li (2016) realizou uma avaliação de ciclos Rankine orgânico e algumas modificações sob os aspectos termoeconômicos, comparando ciclos Rankine orgânico simples, com recuperador, com reaquecimento e com regeneração, e discutindo os custos por kWh de cada sistema, de acordo com fluido, pressões de evaporação, de condensação, de reaquecimento e de extração, efetividade de recuperador de calor, temperatura de fonte quente e escala, e destacou o potencial de benefícios econômicos, principalmente, da recuperação de calor e da regeneração em relação ao ciclo simples.

O ciclo trilateral (TLC) visa a alcançar a melhor combinação entre fonte de calor e fluido de trabalho, mas, diferentemente de um ciclo de Rankine (padrão ou orgânico), não experimenta mudança de fase: o líquido pressurizado recebe calor externo e a expansão se inicia na fase de líquido saturado ou parcialmente evaporado, e essa é justamente a dificuldade desse conceito, porque necessita de um expansor que comporte de maneira eficiente e confiável a expansão do fluido de trabalho com presença de líquido e de vapor (ZIVIANI; BEYENE; VENTURINI, 2014). A Fig. 2.7 mostra esquematicamente um TLC e seu diagrama $T-s$.

Figura 2.7 – (a) Representação esquemática de um TLC, e (b) seu diagrama $T-s$.



Fonte: o autor.

O ciclo *flash* trilateral (TFC) é uma adaptação do TLC em que a expansão não se inicia na fase de líquido saturado ou parcialmente evaporado; o fluido de trabalho aquecido passa por uma expansão isoentálpica (através de válvula) em um tanque evaporador de *flash*, separando líquido saturado do vapor saturado, que segue para o expensor, onde trabalho mecânico de eixo será produzido; em seguida, o líquido saturado sofre uma expansão isoentálpica para ter sua pressão igualada à do vapor de escape, ao qual será misturado e seguirá para o condensador, rejeitando calor e reiniciando o ciclo (HO; MAO; GREIF, 2012a). Quando o fluido de trabalho é orgânico, o sistema é denominado de ciclo *flash* orgânico (OFC) (ZIVIANI; BEYENE; VENTURINI, 2014).

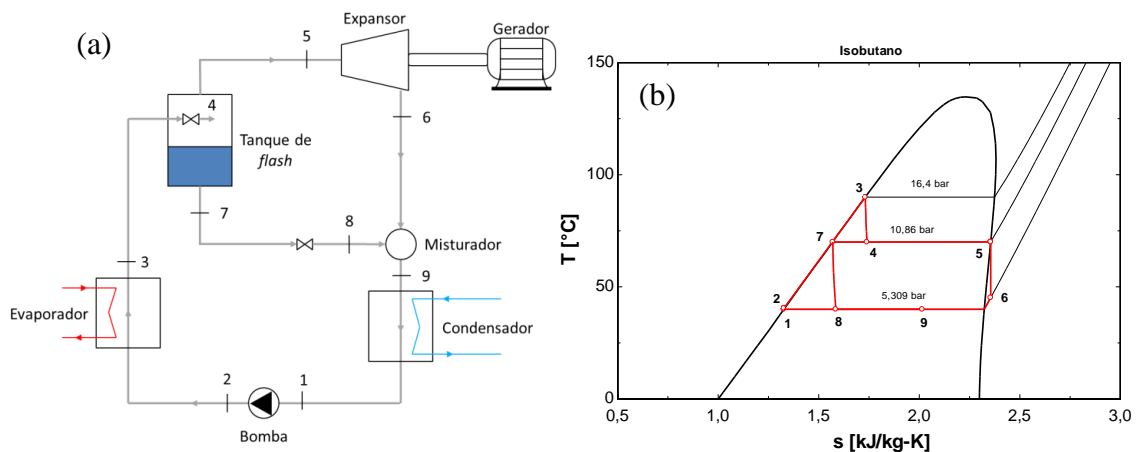
Ho, Mao e Greif (2012a) comparam um OFC com ciclos Rankine orgânico funcionando com fluido puro, mistura zeotrópica e transcrito, e concluem que o primeiro representa um potencial para melhoria de eficiência, uma vez que promove melhor combinação entre fonte de calor e fluido de trabalho ao aumentar a temperatura durante a adição de calor ao ciclo, diminuindo perdas de exergia; no entanto, os autores destacam que, apesar dessas vantagens, para os fluidos analisados, o desempenho de OFCs se mostrou similar ao de ciclos Rankine orgânico otimizados, por conta da válvula de expansão no tanque de *flash*.

Os mesmos autores, em trabalho posterior (HO; MAO; GREIF, 2012b), investigaram algumas melhorias no OFC, tais como expansão em dois estágios, adoção de mais um tanque de evaporador de *flash* para expansão em dois estágios, e substituição da válvula de expansão no tanque evaporador de *flash* por um expensor bifásico. As modificações promoveram melhorias de 2-20% no desempenho dos OFCs em relação aos respectivos ciclos Rankine orgânico otimizados. Os custos adicionais referentes a essas modificações não foram avaliados nesse trabalho.

Zeynali, Akbari e Khalilian (2019), por sua vez, analisaram modificações de TFCs/OFCs e ciclos Rankine orgânico, comparando seus desempenhos. Os fluidos testados foram amônia, R152a, R600, R245fa, R123 e R134a, e as modificações foram presença de regenerador e de aquecedor de líquido de alimentação aberto. Os autores concluíram que o ciclo que apresentava as maiores eficiências energética e exergética foi o ciclo Rankine orgânico com ambas as modificações e funcionando com R123.

O princípio de funcionamento de um OFC é ilustrado na Fig. 2.8, juntamente com seu diagrama T - s .

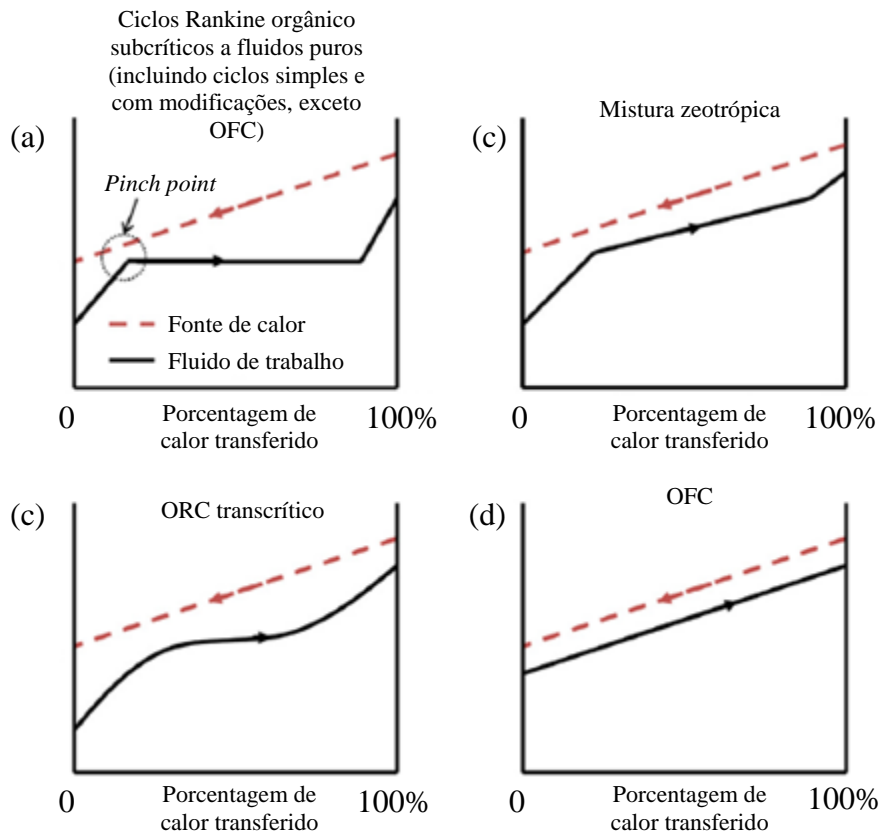
Figura 2.8 – (a) Representação esquemática de um OFC, e (b) seu diagrama T - s .



Fonte: o autor.

A Fig. 2.9 compara os padrões apresentados dos perfis de temperatura da fonte de calor e do fluido de trabalho durante a transferência de calor para o ciclo de potência. Nota-se a influência mais pronunciada do “ponto de estrangulamento” (*pinch point*) em ciclos Rankine orgânico a fluidos puros em que ocorre mudança de fase do fluido de trabalho; nos demais ciclos ilustrados, há um ajuste mais próximo entre o comportamento dos perfis de temperaturas da fonte de calor e do fluido de trabalho.

Figura 2.9 – Comparação da variação dos perfis de temperatura da fonte de calor e do fluido de trabalho durante o processo de transferência de calor em ciclos Rankine orgânico: (a) subcríticos, (b) mistura zeotrópica, (c) transcrito, (d) OFC.



2.2 Fluido de trabalho

Por afetar a eficiência do ciclo, tamanho e tipos dos equipamentos, estabilidade do sistema e segurança da operação e do meio ambiente, a escolha do fluido de trabalho é extremamente importante para o desempenho do ciclo Rankine orgânico (BAO; ZHAO, 2013). Nessa escolha, alguns fatores devem ser levados em consideração, entre eles, propriedades termodinâmicas e físicas, estabilidade química, compatibilidade com outros materiais, segurança, disponibilidade e custo. A seguir, esses fatores são discutidos.

2.2.1 Propriedades termodinâmicas e físicas

Na busca por um fluido de trabalho, é necessário analisar características como tipo do fluido, ponto crítico, calor específico, calor latente, densidade, condutividade térmica e volume específico.

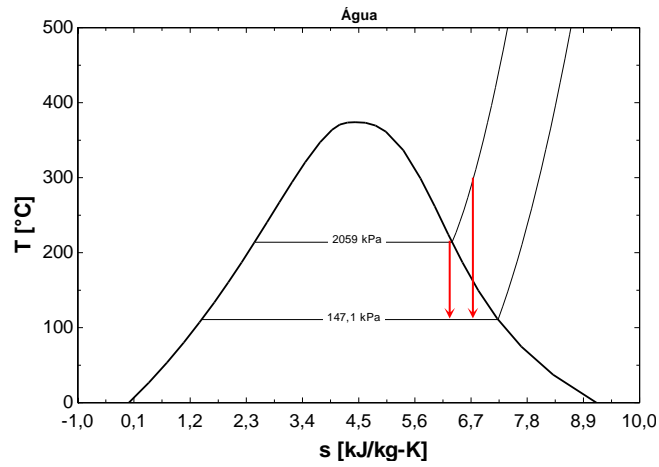
2.2.1.1 Tipos de fluidos

Os fluidos podem ser classificados em três categorias de acordo com a inclinação dT/ds da curva de vapor saturado no diagrama $T-s$: *fluido seco* (ou *retrógrado*), quando $dT/ds > 0$, *fluido úmido*, quando $dT/ds < 0$ e *fluido isoentrópico*, se $dT/ds \approx \infty$. Essa classificação reflete o comportamento do fluido durante sua expansão, a partir do estado de vapor saturado à alta pressão, até a baixa pressão, na saída do expensor.

Durante a expansão de um fluido úmido, é possível que haja a presença de gotículas de líquido (região bifásica dentro da curva $T-s$), o que é extremamente indesejável, uma vez que favorece desgaste do expensor. Para evitar esse problema, é necessário que o vapor esteja superaquecido no início da expansão, evitando a região bifásica. A Fig. 2.10 ilustra a situação em que vapor de água no estado saturado se expande (isoentropicamente) de 21 kgf/cm² (2.059,4 kPa) a 1,5 kgf/cm² (147,1 kPa), resultando em uma mistura bifásica cuja fase de vapor é de aproximadamente 85%. No entanto, ao superaquecer o vapor até 300 °C, o título mássico da mistura bifásica resultante da expansão passa a ser maior que 90%.

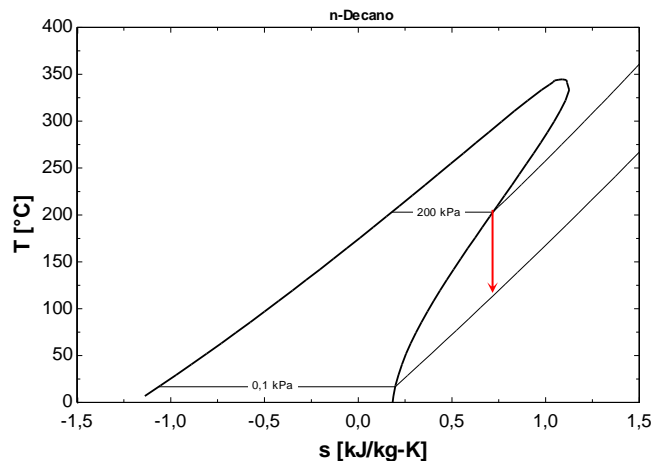
Para um fluido seco, vapor saturado se torna vapor superaquecido após a expansão (Fig. 2.11), rejeitando maior quantidade de calor no condensador e reduzindo a eficiência térmica do ciclo (ALJUNDI, 2011). Dessa forma, a instalação de um recuperador de calor antes do condensador pode ser adotada, aproveitando esse calor para preaquecer o fluido que sai da bomba, antes de entrar no evaporador, aumentando a eficiência do ciclo.

Figura 2.10 – Diagrama T - s para água, representando expansão isoentrópica entre as pressões de 2.059 kPa e 147 kPa, para vapor saturado e vapor supersaturado a 300 °C.



Fonte: o autor.

Figura 2.11 – Diagrama T - s para n-decano, representando expansão isoentrópica de vapor saturado à pressão de 200 kPa a 0,1 kPa.

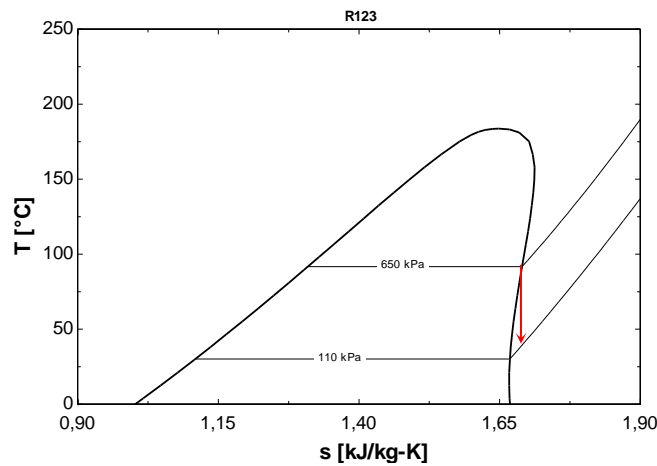


Fonte: o autor.

Para fluidos isoentrópicos, é esperado que o estado de vapor saturado não se altere após a expansão; ou seja, que, o estado do fluido após expansão seja próximo de vapor saturado, como representado na Fig. 2.12.

Isso posto, fluidos secos ou isoentrópicos são os mais recomendados para uso em ciclos Rankine orgânico.

Figura 2.12 – Diagrama T - s para R123, expansão isoentrópica de vapor saturado à pressão de 650 kPa a 110 kPa.



Fonte: o autor.

Liu, Chien e Wang (2004) desenvolveram, através de simplificações, uma equação para avaliar o comportamento do fluido. Seja $\xi = ds/dT$ o inverso da inclinação da curva de vapor saturado do diagrama T - s :

$$\xi = \frac{c_p}{T_{evap}} - \frac{((n \cdot T_{r,evap}) / (1 - T_{r,evap})) + 1}{T_{evap}^2} \Delta i_{evap} \quad (2.1)$$

sendo o calor específico do líquido, c_p , aproximadamente independente da pressão, T_{evap} (na escala Kelvin) a temperatura de evaporação à pressão normal (1 atm), $T_{r,evap} = T_{evap}/T_{crit}$ a temperatura reduzida de evaporação e o expoente n sugerido como 0,375 ou 0,38. Os autores verificaram a validade da Eq. (2.1) para pontos de ebulição à pressão normal; no entanto, Chen, Goswami e Stefanakos (2010) argumentam que a Eq. (2.1) pode apresentar grandes divergências quando aplicadas para pontos de ebulição diferentes daqueles à pressão normal, sendo preferível, nesses casos, utilizar diretamente os valores de temperatura e entalpia, se disponíveis, para o cálculo de ξ .

Para efeitos práticos, serão considerados fluidos isoentrópicos aqueles para os quais o cálculo de ξ resultar em número entre -0,5 e 0,5, limites inferior e superior que os separam dos fluidos secos e úmidos, respectivamente. A Tab. 2.2 traz alguns fluidos selecionados

dentro de determinadas classes e suas categorias, de acordo com o valor de ξ calculado através da Eq. (2.1), com T_{evap} sendo o ponto normal de ebulição.

Conforme exposto anteriorente, fluidos secos e isoentrópicos são os mais indicados para aplicação em um ciclo Rankine orgânico, o que não é o caso dos álcoois metanol e etanol, do CFC R12, dos HCFCs R22 e R142b, dos HFCs R32 e R134a, do hidrocarboneto propano, nem da água e da amônia, substâncias inorgânicas.

Tabela 2.1 – Categorização de potenciais fluidos de trabalho para ciclos Rankine orgânico. Propriedades calculadas de acordo com a Eq. (2.1) para o caso de T_{evap} sendo o ponto normal de ebulição.

Fluido	T_{crit} [°C]	P_{crit} [MPa]	ξ [J/(kg.K ²)]	Categoria do fluido
Inorgânicos				
Água	374	22,06	-13,2	Úmido
Amônia	132,3	11,33	-18,22	Úmido
Álcoois				
Metanol	240,2	8,1	-8,32	Úmido
Etanol	240,8	6,15	-3,57	Úmido
CFCs				
R11	198	4,41	-0,44	Isoentrópico
R12	112	4,14	-0,94	Úmido
R113	214,1	3,44	0,54	Seco
R114	145,7	3,29	0,4	Isoentrópico
HCFCs				
R22	96,1	4,99	-2,27	Úmido
R123	183,7	3,67	0,20	Isoentrópico
R124	122,3	3,62	0,23	Isoentrópico
R141b	204,3	4,25	-0,18	Isoentrópico
R142b	137,1	4,06	-0,71	Úmido
HFCs				
R32	78,1	5,78	-5,61	Úmido
R134a	101	4,06	-0,97	Úmido
R245fa	154	3,65	0,32	Isoentrópico

Continua

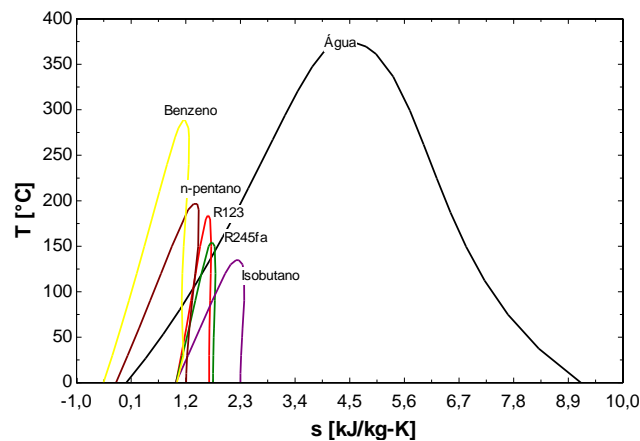
Conclusão

Fluido	T_{crit} [°C]	P_{crit} [MPa]	ξ [J/(kg.K ²)]	Categoria do fluido
Hidrocarbonetos				
Propano	96,7	4,25	-3,21	Úmido
Isobutano	134,7	3,64	-0,38	Isoentrópico
N-butano	152	3,8	-0,22	Isoentrópico
N-pentano	196,5	3,36	1,2	Seco
N-hexano	234,7	3,06	2	Seco
N-heptano	267	2,73	2,69	Seco
Benzeno	288,9	4,89	0,21	Isoentrópico
Tolueno	318,6	4,13	1,7	Seco

Fonte: o autor.

A Fig. 2.13 representa a sobreposição dos diagramas T - s de alguns fluidos orgânicos não úmidos e da água, evidenciando diferenças entre as formas das curvas, incluindo as inclinações da região de vapor saturado.

Figura 2.13 – Comparação entre diagramas T - s de alguns fluidos orgânicos com o da água.



Fonte: o autor.

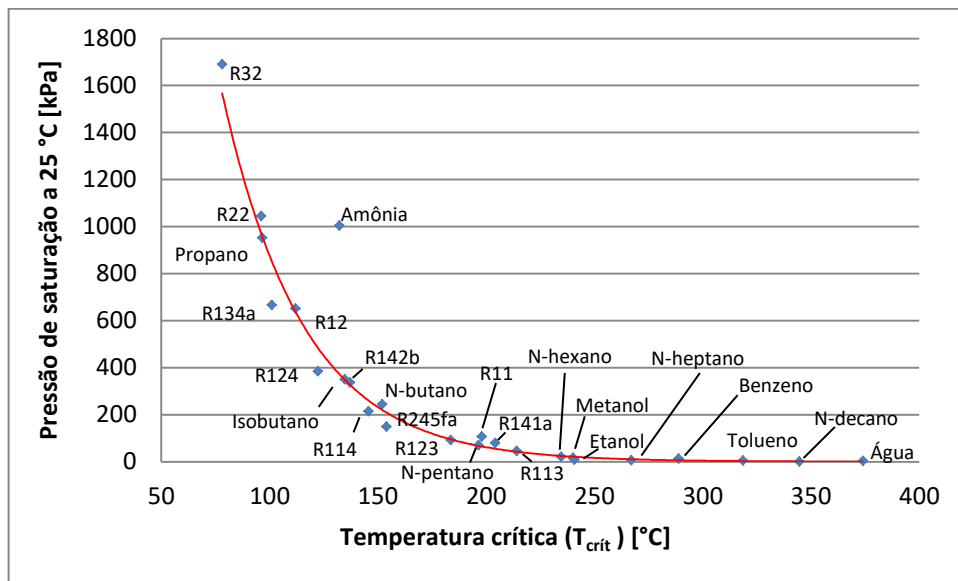
2.2.1.2 Ponto crítico

Liu, Chien e Wang (2004) argumentaram que, apesar de a eficiência térmica ser maior para fluidos com temperaturas críticas maiores, a dependência da temperatura crítica é fraca. Em oposição, Aljundi (2011) defende que tanto a eficiência térmica quanto a eficiência exérgica são fortemente relacionadas com a temperatura crítica dos fluidos de trabalho.

No entanto, fluidos com temperaturas críticas maiores apresentam pressões de saturação menores para temperaturas mais baixas, possivelmente inferiores à pressão atmosférica durante a condensação, o que é altamente indesejável, uma vez que pressões subatmosféricas favorecem a infiltração de gases não-condensáveis no sistema, necessitando de uma etapa de desaeração do sistema (QUOILIN, 2011).

A Fig. 2.14 ilustra esse comportamento da diminuição da pressão de saturação em função do aumento da temperatura crítica do fluido, para temperatura de saturação igual a 25 °C.

Figura 2.14 – Pressão de saturação a 25 °C em função da temperatura crítica para diferentes fluidos.



Fonte: o autor.

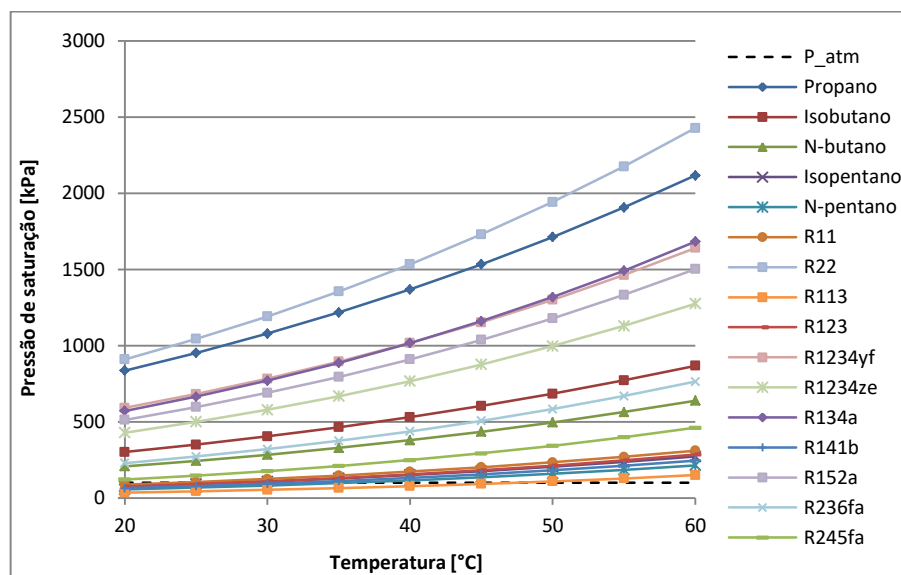
2.2.1.3 Pressões de saturação

As Figs. 2.15 e 2.16 representam os fluidos com pressões de saturação, respectivamente, maior e menor que a pressão atmosférica ao nível do mar (101 kPa), para temperaturas de saturação entre 20 e 60 °C. Conforme abordado na seção 2.2.1.2, a pressão subatmosférica favorece a infiltração de ar no sistema. Dessa forma, os hidrocarbonetos ciclohexano, *n*-heptano, *n*-octano, *n*-nonano, *n*-decano, *n*-dodecano, benzeno e tolueno, e os

fluidos sintéticos (CFCs e HFCs) R11, R113, R123 e R141b, em temperaturas de saturação inferiores a 23,7 °C, 47,5 °C, 27,7°C e 32°C, respectivamente, apresentam pressões inferiores à atmosférica para a faixa de temperaturas analisada (20 a 60 °C).

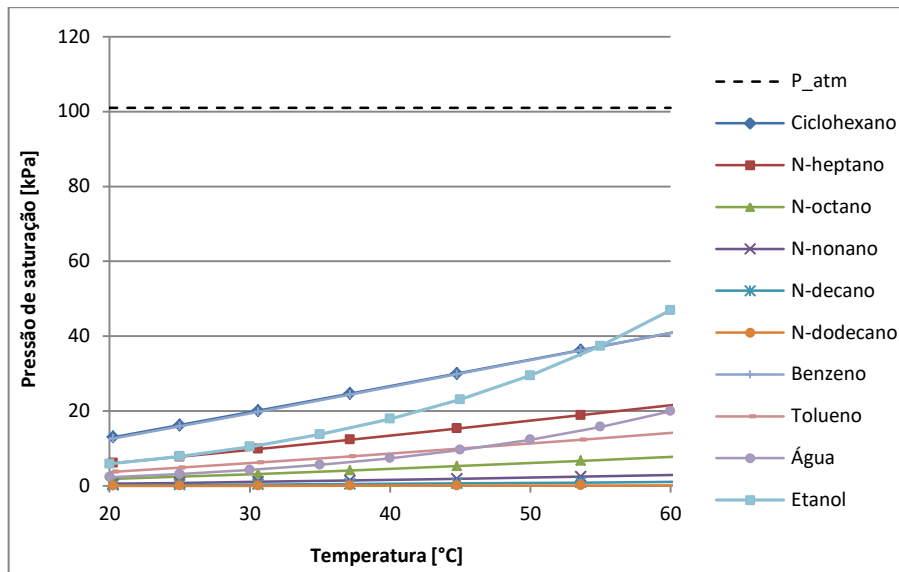
Assim como uma pressão de saturação superior à atmosférica durante a condensação, é desejável, também, que essa pressão não seja tão elevada, pois a bomba deve ser capaz de pressurizar o fluido a uma pressão ainda mais elevada para evaporação, além das exigências de vedação de conexões e de resistência de outros componentes do sistema. Esse é o caso da amônia, como se observa na Fig. 2.17c.

Figura 2.15 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para fluidos com pressões de saturação superiores à pressão atmosférica.



Fonte: o autor.

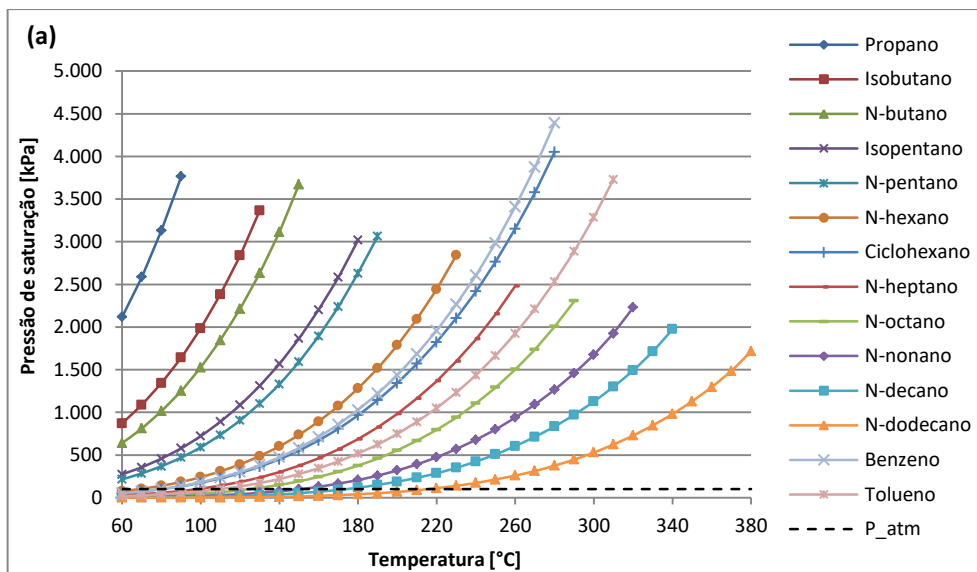
Figura 2.16 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para fluidos com pressões de saturação inferiores à pressão atmosférica.

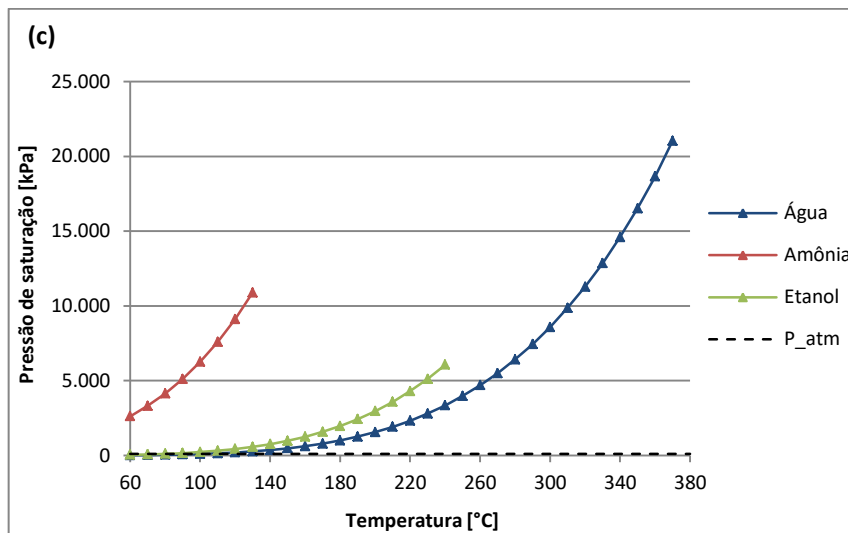
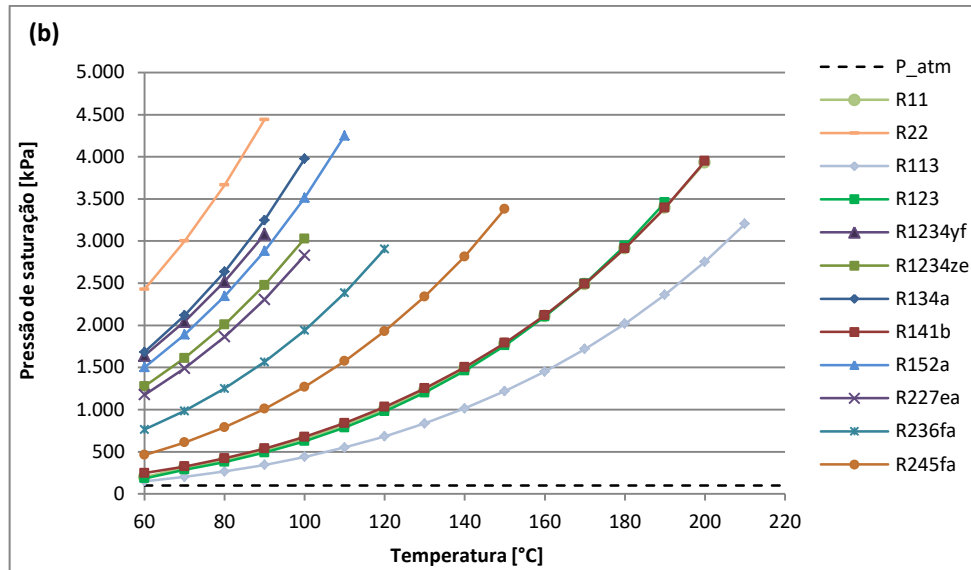


Fonte: o autor.

As Figs. 2.17a e 2.17b ilustram as pressões de saturação de acordo com a temperatura, respectivamente, de hidrocarbonetos e de fluidos sintéticos, e a Fig. 2.17c apresenta o mesmo gráfico para água, etanol e amônia.

Figura 2.17 – Gráfico de pressão de saturação em função da temperatura, para alguns (a) hidrocarbonetos, (b) fluidos sintéticos e (c) outros (água, etanol e amônia).





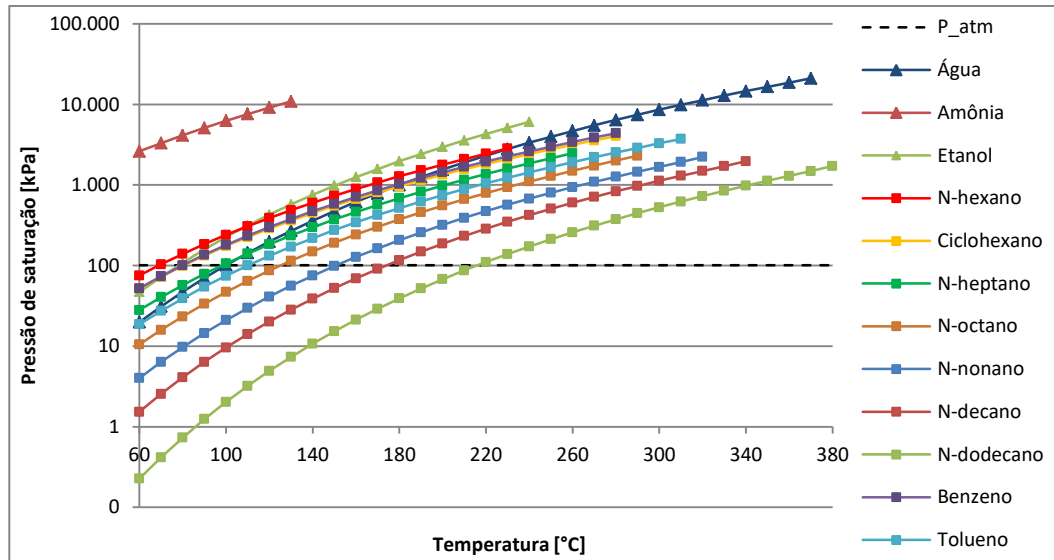
Fonte: o autor.

Os valores utilizados para plotar os gráficos das Figs. 2.15, 2.16 e 2.17 encontram-se na tabela do Apêndice A.1.

Nota-se que os hidrocarbonetos e os fluidos sintéticos ilustrados na Fig. 2.17 possuem pressões inferiores a 5.000 kPa, diferentemente da água, da amônia e do etanol, que podem apresentar pressões de saturação superiores a esse valor. Além disso, alguns fluidos orgânicos e a água podem apresentar pressões de saturação inferiores à pressão atmosférica mesmo em temperaturas superiores aos 60 °C; é o caso dos fluidos *n*-hexano, ciclohexano, *n*-heptano, *n*-

octano, *n*-nonano, *n*-decano, *n*- dodecano, benzeno e tolueno, representados na Fig. 2.18, com eixo das ordenadas em escala logarítmica.

Figura 2.18 – Gráfico de pressão de saturação de acordo com a temperatura, para alguns hidrocarbonetos, água, etanol e amônia, em escala logarítmica.



Fonte: o autor.

Assim, é necessário avaliar as temperaturas das fontes quentes e frias para definir as temperaturas e pressões de operação do fluido de trabalho do ciclo Rankine orgânico. Essas temperaturas e pressões de operação influenciam, além das especificação dos componentes do ciclo, na vazão mássica de fluido de trabalho e nas eficiências (térmica e exergética) de componentes e também do ciclo, conforme abordado no decorrer deste trabalho.

2.2.1.4 Calor específico e calor latente

Chen, Goswami e Stefanakos (2010) analisaram qualitativamente, a partir de algumas simplificações, o efeito que o calor específico de vapor e o calor latente têm na obtenção do trabalho de eixo na expansão, e concluíram que fluidos com maiores calores específico e latente à alta pressão obtêm maior trabalho de expansão por unidade de massa de fluido.

O calor latente do fluido à baixa pressão, por sua vez, de acordo com Hung, Shai e Wang (1997), está diretamente relacionado à eficiência do ciclo: quanto maior o seu valor, menor será a eficiência, uma vez que uma porção considerável da energia carregada pelo fluido é rejeitada por meio do condensador.

Bao e Zhao (2013) analisaram que o calor específico de líquido deve ser baixo para diminuir o consumo de bomba e, assim, aumentar a potência líquida obtida.

2.2.1.5 Condutividade térmica

A taxa de transferência de calor é proporcional ao coeficiente global de transferência de calor, à área de troca térmica e ao gradiente térmico (Eq. (2.2)). O coeficiente global de transferência de calor é, por sua vez, proporcional às resistências térmicas, tanto de convecção quanto de condução, que dependem da condutividade térmica das substâncias.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

$$U = \frac{1}{\sum R_t} \quad (2.3)$$

Em ciclos Rankine orgânico, as diferenças entre as temperaturas do fluido de trabalho e as temperaturas das fontes quente e fria são pequenas; assim, para uma dada taxa de transferência de calor, quanto maior forem os valores da condutividade térmica do fluido e dos materiais que constituem a superfície de transferência de calor dos trocadores, menor será a área necessária para a troca térmica e, possivelmente, menor será o custo do trocador de calor (QUOILIN *et al.*, 2011a).

2.2.1.6 Densidade e volume específico

Altas densidades implicam menores vazões volumétricas e, com isso, menores quedas de pressão nos trocadores de calor; além disso, menores vazões volumétricas no expensor permitem que o equipamento seja menor e mais simples (BAO; ZHAO, 2013).

O volume específico de vapor na saturação à pressão inferior fornece um indicador do tamanho do condensador: volumes específicos menores requerem menores áreas para condensação (MCMAHAN, 2006).

Chen, Goswami e Stefanakos (2010) concordaram com McMahan, e acrescentaram que fluidos com maiores densidades necessitam de equipamentos menores, considerando mesma potência.

2.2.1.7 Peso molecular

De acordo com Rahbar *et al.* (2017), o peso molecular do fluido é inversamente proporcional à diferença entálpica específica; ou seja, quanto maior o peso molecular, menor a diferença de entalpias durante a expansão, o que implica menor número de estágios nos equipamentos de expansão, e, conseqüentemente, menores custo e complexidade.

2.2.1.8 Viscosidade

A viscosidade é uma propriedade que se relaciona ao atrito do fluido durante escoamento; assim, viscosidades reduzidas diminuem a perda de carga, tanto para líquido quanto para vapor.

2.2.1.9 Estabilidade térmica do fluido

Em altas pressões e temperaturas, os fluidos orgânicos são passíveis de decomposição química, podendo ocasionar corrosão e até entrar em combustão (RAHBAR *et al.*, 2017).

Invernizzi e Bonalumi (2017) também defenderam que a estabilidade térmica de fluidos orgânicos é um parâmetro essencial de projeto, e ponderaram que esse parâmetro é difícil de ser determinados em termos absolutos, mas que a maioria dos fluidos orgânicos fica inutilizável acima dos 350-400 °C para aplicação em ciclos Rankine orgânico.

2.2.2 Compatibilidade com outros materiais

Durante a operação do ciclo, o fluido de trabalho entrará em contato com outros componentes, que podem ser feitos de diversos materiais, como metais puros ou ligas metálicas, polímeros, plásticos e borrachas, ou poderá ter contato com óleos de lubrificação; dessa maneira, uma análise deve ser feita sobre a compatibilidade dos materiais que entrarão em contato direto, visando a evitar corrosões e outras reações químicas indesejadas.

2.2.3 Considerações ambientais

Alguns fluidos podem ser extremamente prejudiciais ao meio ambiente, devendo ser evitados. Assim, é importante verificar se o fluido possui potencial para causar danos à camada de ozônio (ODP) e/ou para intensificar o aquecimento global (GWP).

2.2.4 Segurança e saúde

Ao considerar um candidato a fluido de trabalho, deve-se levar em consideração a segurança de sua aplicação, tanto em operação quanto na ocorrência de um vazamento; assim, é desejável que o fluido não seja inflamável nem tóxico. No entanto, Bao e Zhao (2013) destacaram que algumas substâncias, apesar de serem consideradas inflamáveis, não são um problema se não houver fonte de ignição por perto, e que a autoignição, por sua vez, é um problema, devendo-se observar a máxima concentração permitida e o limite de explosão.

2.2.5 Disponibilidade e custo

Fluidos orgânicos com propriedades compatíveis com aplicações em ciclos Rankine orgânico têm um preço elevado, sobretudo, quando comparados com a água (GARG; OROSZ; KUMAR, 2016).

Enquanto a água é abundante (salvas exceções), alguns fluidos orgânicos terão seu uso proibido ou controlado nos próximos anos devido aos compromissos firmados no o Protocolo de Montreal, passando a ser fabricados e comercializados por poucos fabricantes (UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME – UNEP, 2018), além de, em alguns casos, serem protegidos por patentes (FU *et al.*, 2014), o que dificulta a sua produção em massa e, conseqüentemente, a redução de custos.

Como alternativa a esses fluidos controlados, hidrocarbonetos mais baratos podem ser utilizados (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010).

2.2.6 Fluidos puros e misturas de fluidos

Misturas de fluidos têm sido amplamente estudadas em refrigeração nas últimas décadas; apenas recentemente essas misturas vêm sendo estudadas em aplicações de ciclos de potência, com intenção de reduzir irreversibilidades durante o processo de transferência de calor em escoamento bifásico, permitindo aumentar a temperatura média durante a transferência de calor e/ou diminuir a temperatura média da rejeição de calor (fonte fria), resultando em aumento de eficiência termodinâmica do ciclo, pela não ocorrência de mudança isotérmica de fase (MODI; HAGLIND, 2017).

Braimakis *et al.* (2015) analisaram, tanto para ciclos subcríticos quanto para ciclos supercríticos, a substituição de fluidos de trabalho puros por misturas zeotrópicas, em que a

variação de temperatura durante a evaporação e a condensação permite um melhor ajuste com a temperatura da fonte de calor (evaporador) ou com o meio de resfriamento (condensação). Esse ajuste possibilita reduzir as irreversibilidades que ocorrem durante essas etapas do ciclo, aumentando, assim, a eficiência exergética do sistema. No estudo, cinco diferentes fluidos refrigerantes naturais (propano, butano, pentano, ciclopentano e hexano) e a combinação de suas misturas binárias foram avaliados como fluido de trabalho em ciclos Rankine orgânico subcríticos e supercríticos para recuperação de calor residual, obtendo melhorias na eficiência exergética de até 35% para ciclos subcríticos e pouco mais de 60% para ciclos supercríticos.

Liu, Shen e Duan (2015) realizaram uma otimização em um ciclo Rankine orgânico para aplicação em fonte geotérmica, tendo como fluido de trabalho mistura entre isobutano (R600a) e isopentano (R601a) com várias frações molares; a partir de temperaturas da fonte geotérmica de 110, 130 e 150 °C, os autores variaram a proporção molar entre os componentes da mistura e avaliaram a resposta do ciclo e os efeitos nos requisitos de equipamentos. Os resultados indicaram que o ciclo operando com mistura de fluidos poderia obter eficiência térmica de até 11% e 12% maiores que aquelas obtidas pelo ciclo a R600a e R601a puros, respectivamente. Em relação aos trocadores de calor, partindo de uma fração molar de 0 até 1 para o R600a, a área por potência de saída necessária para o preaquecedor diminui ligeiramente e depois aumenta; tanto para o evaporador quanto para o condensador, a área por potência de saída aumenta até um valor máximo e depois diminui, tendência também observada para a área total de transferência de calor considerando mesma potência de saída. Os autores reportaram que a área total de transferência de calor pode ser reduzida para maiores temperaturas da fonte geotérmica e que o fator de tamanho da turbina também pode ser reduzido para a mesma potência gerada.

Em sua revisão, Modi e Haglind (2017) destacaram que não existem muitos dados disponíveis sobre coeficientes de transferência de calor de misturas em intervalos de

temperatura de aplicação para geração de potência, e que muitos trabalhos sobre o uso de misturas zeotrópicas utilizam dados obtidos em análises de ciclos de refrigeração e de bombas de calor. Isso reforça as perspectivas de pesquisas nessa área, tanto para trabalhos de simulação numérica quanto para investigações experimentais, incluindo análises termoeconômicas, modelagem dinâmica e de regime transiente, investigação para levantamento de correlações de coeficientes de transferência de calor e de queda de pressão, além de projeto de trocadores de calor e de expansores próprios para o uso de misturas zeotrópicas (MODI; HAGLIND, 2017).

Na mesma linha de argumentação, Abadi e Kim (2017) reforçaram a escassez de dados experimentais de propriedades termodinâmicas de misturas, que frequentemente são superestimadas e identificaram que os métodos tradicionais utilizados para determinar propriedades termodinâmicas de misturas zeotrópicas se mostraram imprecisos e que os valores de coeficientes de transferência de calor para misturas zeotrópicas apresentados na literatura não são confiáveis. Os autores também destacaram que, geralmente, as misturas zeotrópicas possuem coeficientes de transferência de calor menores que os de fluidos puros, o que aumentaria a área necessária para trocadores de calor, tornando evaporador e condensador para misturas maiores do que para fluidos puros; também ponderaram que é difícil estabelecer conclusões gerais, uma vez que existem condições experimentais em que a aplicação de fluidos puros é mais desejável que a de misturas.

A Tab. 2.2 reúne algumas informações importantes acerca de candidatos a fluido de trabalho: potencial de aquecimento global (GWP), potencial de danos à camada de ozônio (ODP), estabilidade na atmosfera, dados sobre exposição ocupacional (TLV-TWA), inflamabilidade (LFL) e classificação de segurança de acordo com os critérios do Padrão 34

definido pela ASHRAE para fluidos refrigerantes (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE, 2007).

Por apresentarem altos potenciais para danos à camada de ozônio e/ou para intensificação de efeito estufa, os fluidos CFCs, HCFCs e HFCs estão enquadrados em planejamentos para retirada completa ou ter sua aplicação controlada, conforme compromissos globais firmado com o Protocolo de Montreal, em 1988 e com o Acordo de Paris, em 2015 (ASHRAE, 2017).

Tabela 2.2 – Tabela com alguns fluidos e suas características.

Fluido	GWP ₁₀₀	ODP	Estabilidade na atmosfera [anos]	TLV-TWA [ppm]	LFL [% no ar]	Classificação de segurança ASHRAE 34
Inorgânicos						
Água	<1	0	0,027 ^d		Não há	A1
Amônia	<1	0	<1 ^d	25	15	B2
CFCs						
R11	4.600	1.000	45	1.000 (máx)	Não há	A1
R12	10.600	0,82	100	1.000	Não há	A1
R113	6.000	0,9	85	1.000	Não há	A1
R114	9.800	0,85	300	1.000	Não há	A1
HCFCs						
R22	1.700	0,034	11,9	1.000	Não há	A1
R123	77	0,02	1,4	50	Não há	B1
R124	620	0,026	6,1	1.000	Não há	A1
R141b	700	0,086	9,3	500	Não há	
R142b	2.400	0,043	19	1.000	6	A2
HFCs						
R32	550	0	5	1.000	12,7	A2
R134a	1.300	0	13,8	1.000	Não há	A1
R152a	120	0	1,4	1.000	3,7	A2
R227ea	3.500	0	33	1.000	Não há	
R236fa	9.400	0	220	1.000	Não há	A1
R245fa	950	0	7,2	300	Não há	B1

Continua

Conclusão						
Fluido	GWP ₁₀₀	ODP	Estabilidade na atmosfera [anos]	TLV-TWA [ppm]	LFL [% no ar]	Classificação de segurança ASHRAE 34
HFOs						
R1234yf	4 ^e	0 ^e				A2 ^e
R1234ze	6 ^e	0 ^e				A2 ^e
Hidrocarbonetos						
Propano	3,3 ^a	0	0,36 ^a	2.500	2,1	A3
Isobutano	3 ^b	0 ^b	0,02 ^c	800	1,7	A3
Isopentano	11 ^b	0 ^b	0,01 ^c	600	1	
Ciclopentano	11 ^b	0 ^b				
N-butano	6,5 ^a	0	0,28 ^a	800	1,5	A3
N-pentano	11	0	0,01 ^c	600	1,4	

TLV-TWA: Medida de limite de exposição ocupacional; indicação de toxicidade à exposição crônica à substância.

LFL: Indicação de inflamabilidade; é a menor concentração na qual o fluido entra em combustão com ar.

As letras em sobrescrito referenciam as fontes dos dados: (a) Hodnebrog, Dalsøren e Myhre (2018); (b) Da Liu, Manente e Lazzaretto (2016), (c) Sarkar e Bhattacharyya (2015), (d) Vollmann (2018) e (e) BOC; os valores sem letra são de Calm e Hourahan (2001).

Fonte: Adaptado de Calm e Hourahan (2001), Da Liu, Manente e Lazzaretto (2016), Hodnebrog, Dalsøren e Myhre (2018), Sarkar e Bhattacharyya (2015) e Vollmann (2018).

A Tab. 2.3 resume as principais características das classes de fluidos com potencial para aplicações em ciclos Rankine orgânico. Analisando as informações contidas nessa tabela e nas anteriores, nota-se que não existe uma classe que reúna todas as características desejáveis, mas existem classes que são menos favoráveis para uso em ciclos Rankine orgânico, como éteres, álcoois, perfluorcarbonos e clorofluorcarbonos, o que coloca os hidrocarbonetos como uma classe com características favoráveis à aplicação, apesar de sua inflamabilidade.

Tabela 2.3 – Classe dos principais fluidos para aplicação em ciclos Rankine orgânico e suas características.

Classe do fluido	Características
CFCs e HCFCs	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Inertes, estáveis e não inflamáveis • Danificam a camada de ozônio • São gases intensificadores de efeito estufa
HFCs	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Inertes, estáveis e não inflamáveis • São gases intensificadores de efeito estufa
Hidrocarbonetos	<ul style="list-style-type: none"> • Propriedades termodinâmicas desejáveis • Preocupações com inflamabilidade
Perfluorcarbonos	<ul style="list-style-type: none"> • Extremamente inertes e estáveis • Moléculas extremamente complexas • Termodinamicamente indesejáveis
Siloxanos	<ul style="list-style-type: none"> • Atrativos por um conjunto de características (toxicidade e inflamabilidade baixas, massa molecular elevada, uso prolongado como transportador de calor de alta temperatura) • Geralmente disponíveis como misturas, não como fluidos puros • Condensação e evaporação isobáricas não são isotérmicas e exibem certa variação
Éteres	<ul style="list-style-type: none"> • Preocupações com toxicidade e inflamabilidade • Termodinamicamente indesejáveis
Álcoois	<ul style="list-style-type: none"> • Preocupações com inflamabilidade • Solúveis em água • Termodinamicamente indesejáveis
Inorgânicos	<ul style="list-style-type: none"> • Abundantes e baratos • Baixo impacto ambiental • Apresentam alguns problemas operacionais

Fonte: Adaptado de Bao e Zhao (2013) e Qiu (2012).

2.3 Principais componentes do ciclo

Uma central termelétrica apresenta equipamentos e sistemas principais, que estão diretamente relacionados às transformações termodinâmicas do fluido de trabalho, e auxiliares, que não estão diretamente relacionados com as transformações termodinâmicas do

fluido de trabalho (como torres de resfriamento, sistemas de lubrificação, de tratamento de água, pré-tratamento de combustível, e de vácuo), mas que são de extrema importância (LORA *et al.*, 2004).


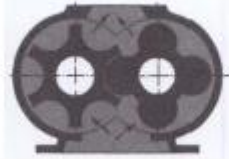




Neste item, são abordados os principais componentes de um ciclo Rankine orgânico, quais sejam, bomba para o fluido de trabalho, trocadores de calor e expensor.

2.3.1 Expansor

Os equipamentos de expansão são o componente central de um ciclo Rankine orgânico e desempenham papel fundamental na determinação da eficiência do ciclo. A escolha do dispositivo de expansão depende das condições de operação, envolvendo características do fluido – tais como sua categoria e diferenças de pressões e de volumes específicos antes e depois da expansão – e temperaturas antes da expansão, da escala de potências do sistema, além de eficiência isoentrópica, complexidade, custo sistema de controle, vibração, ruído, confiabilidade e robustez na operação (RAHBAR *et al.*, 2017).

Os equipamentos de expansão podem ser divididos em dois tipos principais, ilustrados na Fig. 2.19: expansores de deslocamento positivo (máquinas volumétricas) e turbomáquinas (turbinas, expansores baseados em velocidade) (IMRAN *et al.*, 2016).

Figura 2.19 – Alguns tipos de expansores.

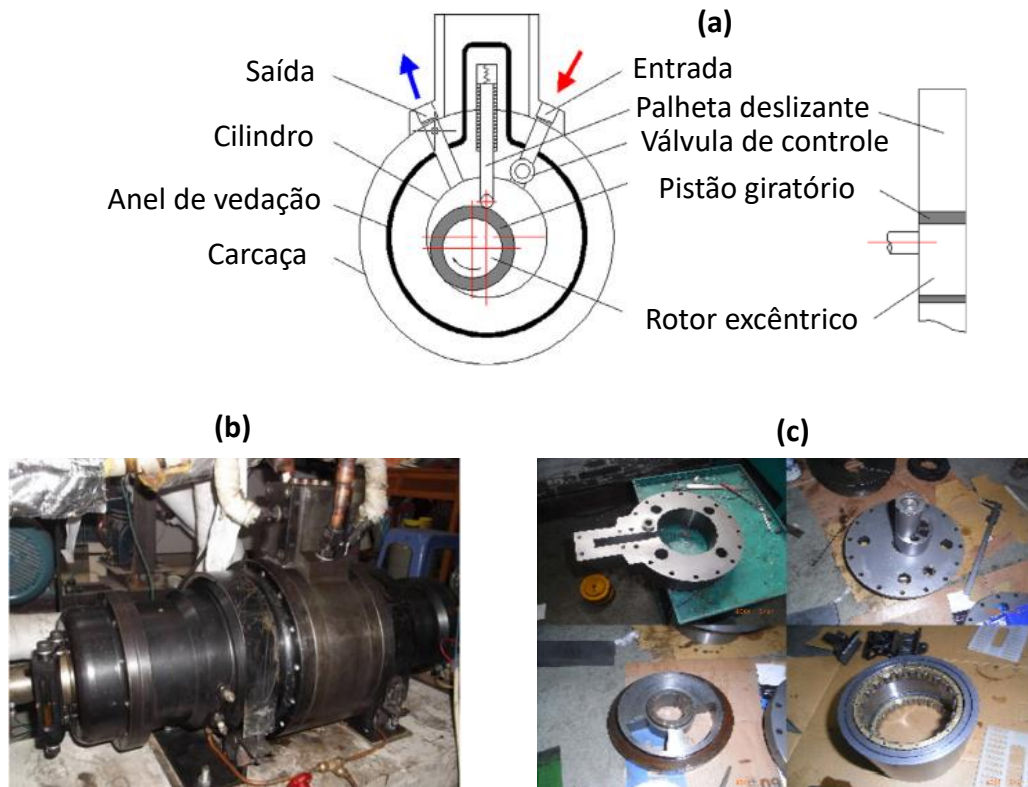
Expansores de Deslocamento Positivo				Turbinas	
					
Pistão	<i>Screw</i>	<i>Scroll</i>	<i>Vane</i>	Axial	Radial

Fonte: adaptado de Weiß (2015).

No grupo dos expansores de deslocamento positivo, encontram-se, principalmente, os do tipo pistão, parafuso (*screw*), caracol (*scroll*) e palheta (*vane*).

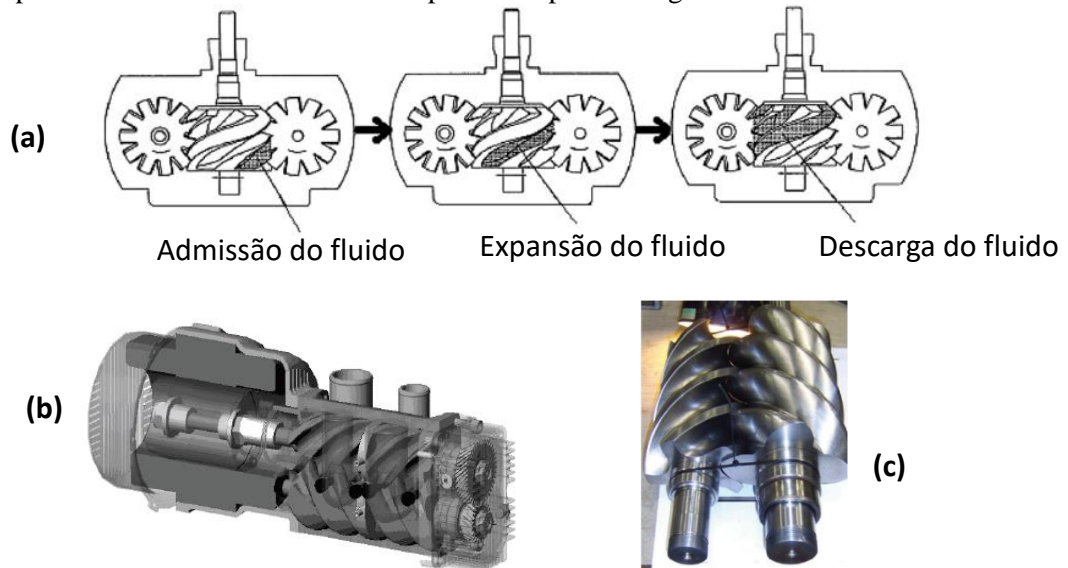
Os expansores de deslocamento positivo são representados pelas Figs. 2.20 a 2.23. A Fig. 2.20 exhibe um expansor do tipo pistão, em representação esquemática e em fotos de um expansor real. O expansor do tipo *screw* pode ser composto por um ou por dois parafusos, como mostra a Fig. 2.21. A Fig. 2.22 exhibe um expansor *scroll*, evidenciando sua estrutura constituída por um caracol fixo e um rotativo e a Fig. 2.23 ilustra um expansor do tipo *vane*.

Figura 2.20 – Expansor do tipo pistão: (a) representação esquemática; (b) foto de um expansor real; (c) foto dos principais componentes.



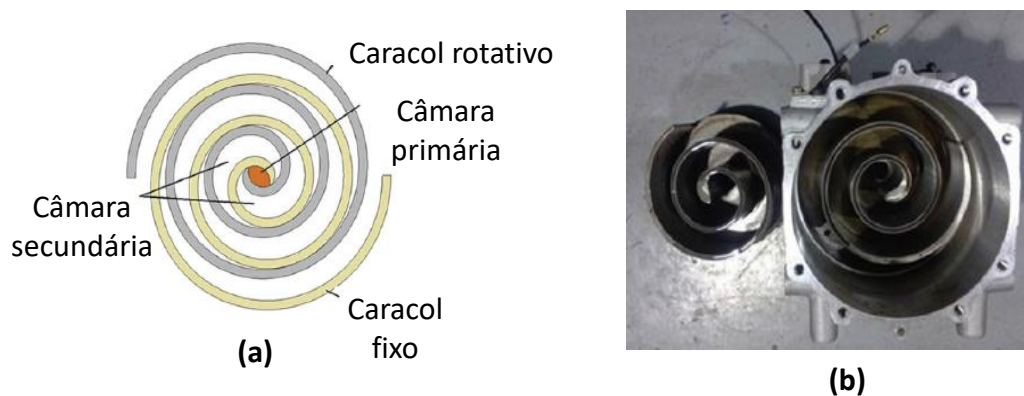
Fonte: adaptado de Zheng *et al.* (2013).

Figura 2.21 – Expansor do tipo *screw*: (a) representação esquemática de um expansor de parafuso simples (*simple screw*), (b) modelo em CAD de um expansor de parafusos geminados (*twin screw*); (c) foto dos parafusos macho e fêmea de um expansor de parafusos geminados real.



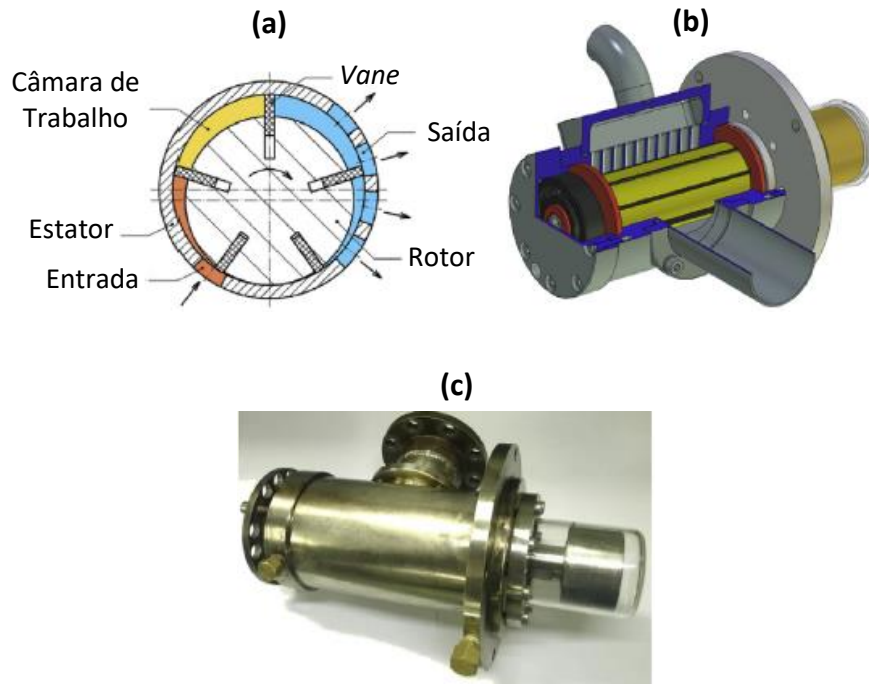
Fonte: Adaptado de He *et al.* (2013), Mujic *et al.* (2010) e Read, Stosic e Smith (2014).

Figura 2.22 – Expansor do tipo *scroll*: (a) representação esquemática; (b) foto de um expansor real.



Fonte: adaptado de Wu *et al.* (2015).

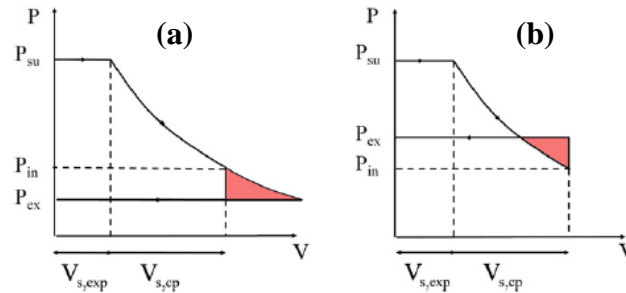
Figura 2.23 – Expansor do tipo *vane*: (a) representação esquemática; (b) modelo em CAD; (c) foto de um expansor real.



Fonte: adaptado de Mascuch *et al.* (2018).

Uma limitação importante de expansores de deslocamento positivo está relacionada a perdas causadas pela razão volumétrica fixa de construção do equipamento: se a razão volumétrica externa imposta entre a entrada e a saída for maior que a razão volumétrica do equipamento, o fluido sofre uma expansão irreversível para atingir a pressão final de saída. Isso resulta em perdas por sub-espansão (Fig. 2.24a). Em contrapartida, se a razão volumétrica externa for menor que a interna, parte do fluido escoar para a câmara de expansão, a partir da linha de descarga, provocando compressão irreversível e, portanto, perdas por super expansão (Fig. 2.24b) (GEORGES *et al.*, 2013).

Figura 2.24 – Gráficos de pressão *versus* volume para representar perdas por (a) sub-expansão e (b) super expansão em expansores volumétricos.



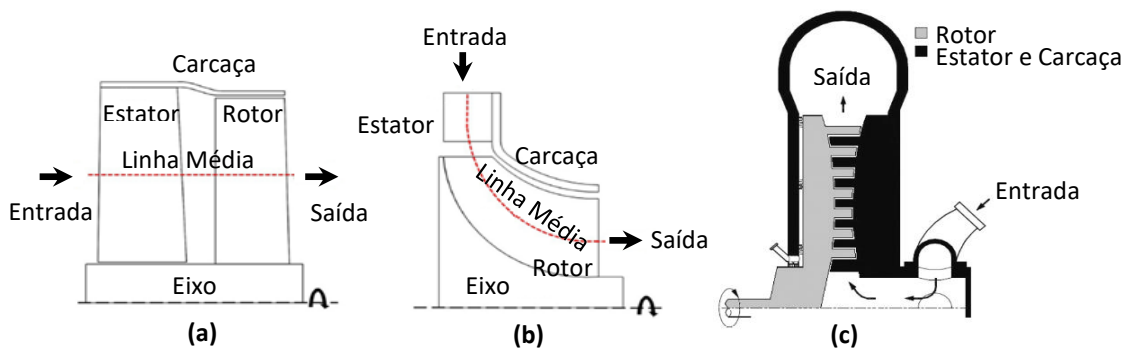
Fonte: Quoilin *et al.* (2013).

Imran *et al.* (2016) revisaram os expansores volumétricos para aplicações envolvendo utilização de calor de baixa temperatura, e compararam o desempenho dos expansores, de acordo com seu grupo, classificando-os, do maior para o menor valor de eficiência: *screw*, *scroll*, *pistão* e *vane*. Os autores concluíram que esses expansores têm baixo custo, baixa velocidade de operação e capacidade de funcionamento com fluido de trabalho em região bifásica – exceto os expansores a pistão, devido à sua estrutura complexa, com diversas partes móveis, problemas de balanceamento e que requer regulagem precisa das válvulas de admissão e de exaustão (BAO; ZHAO, 2013).

Essas características fazem com que os expansores volumétricos sejam preferíveis em relação às turbinas para aplicações em pequena escala. Entretanto, exigências de lubrificação, complexidades técnicas e perdas por atrito e vazamento são as principais barreiras para a comercialização de expansores volumétricos (IMRAN *et al.*, 2016). Geralmente, compressores de ar ou de refrigerante são modificados para esse fim, operando no sentido reverso para geração de potência; mas equipamentos do tipo *scroll* e *screw* projetados especialmente para essa aplicação já estão comercialmente disponíveis (IMRAN *et al.*, 2016).

Entre as principais turbomáquinas, estão as turbinas radiais (*radial-inflow turbines* – turbinas de entrada radial – e *radial-outflow turbines* – turbinas de saída radial) e as turbinas axiais. Esses dispositivos convertem energia cinética de um escoamento de fluido em trabalho mecânico de eixo, pela interação fluido-estrutura com um conjunto de palhetas rotativas. A diferença entre as classificações da turbina se dá pelo caminho que o fluido percorre durante sua passagem pelo equipamento, conforme ilustrado pela Fig. 2.25.

Figura 2.25 – Diagrama esquemático de turbinas do tipo: (a) axial, (b) de entrada radial e (c) de saída radial.



Fonte: Adaptado de Casati *et al.* (2014) e Rahbar *et al.* (2017).

No geral, turbomáquinas são mais adequadas para sistemas de maiores escalas; entretanto, podem apresentar eficiências mais altas em relação aos expansores volumétricos e, dependendo do custo do equipamento, pode compensar substituir expansores volumétricos por turbinas (ALSHAMMARI; USMAN; PASYRIDIS, 2018).

Enquanto turbinas axiais são mais comumente utilizadas em sistemas com vazões mássicas altas e razões de pressões baixas – Da Lio, Manente e Lazzaretto (2016) referenciam a utilização de turbinas axiais em potências médias (0,5 – 5 MW) a altas (> 5 MW), com eficiências isoentrópicas entre 80 e 90% –, turbinas radiais são mais adequadas para uso em sistemas com vazões mássicas mais baixas e razões de pressões mais altas, tornando-as alternativa interessante para aplicação em ciclos Rankine orgânico; no entanto, é necessário

tomar um cuidado ao se projetar turbinas de entrada radial em ciclos com razões de pressão menores (como referência, inferiores a 4), pois há probabilidade de ocorrerem condições de estrangulamento no rotor e/ou nos bocais (SAURET; ROWLANDS, 2011).

Em fluidos orgânicos, a velocidade do som é baixa devido à maior massa molecular; como resultado, essa velocidade é alcançada bem antes em um ciclo Rankine orgânico que em um SRC, e constitui uma limitação importante, uma vez que altos números de *Mach* estão relacionados com maiores irreversibilidades e menores eficiências da turbina (QUOILIN *et al.*, 2013). Assim, velocidades supersônicas no bocal de saída devem ser evitadas o máximo possível (BAO; ZHAO, 2013). Isso porque, nessas condições, os padrões de escoamento dos fluidos orgânicos podem incluir formação de ondas de choque, em que efeitos de escoamento compressível favorecem perdas de energia e, conseqüentemente, a diminuição da eficiência do expensor, em que esses efeitos são mais verificados em fluidos retrógrados (VIMERCATI *et al.*; 2017).

As turbomáquinas possuem uma desvantagem para utilização em escalas muito pequenas: sua velocidade de rotação aumenta drasticamente em turbinas com potências reduzidas. Isso se deve à característica típica de turbomáquinas, cuja velocidade periférica é aproximadamente constante, independente do tamanho da turbina (QUOILIN *et al.*; 2013).

A maior parte dos trabalhos que analisa turbinas aplicadas a ciclos Rankine orgânico considera turbina do tipo entrada radial. Esse tipo de turbina apresenta certas vantagens sobre as turbinas axiais, como menor sensibilidade a imperfeições no perfil das palhetas, maior robustez sob maior carga nas palhetas pelo uso de fluidos de maior densidade e maior facilidade de fabricação (SAURET; ROWLANDS, 2011); no entanto, existe um descompasso entre estrutura geométrica e características do escoamento: o volume específico do vapor orgânico que flui na direção radial aumenta progressivamente ao longo da direção do

escoamento, e, como a seção transversal do expensor diminui gradativamente, a altura das palhetas precisa aumentar gradualmente, o que não permite que a turbina opere com vazões mássicas mais altas, limitando a potência gerada (SONG; SUN; HUANG, 2017). Em oposição, a turbina de saída radial (*radial outflow turbine*), ou turbina centrífuga, mostra-se uma opção mais viável para aplicações em ciclos Rankine orgânico, pois a construção geométrica combina com o desempenho aerodinâmico (SONG; SUN; HUANG, 2017).

Outro dispositivo que também pode ser utilizado como expensor em ciclos Rankine orgânico é a turbina de Tesla – um expensor sem palhetas que funciona pelo princípio da transmissão de torque através da tensão de cisalhamento na parede de vários pequenos discos rotativos paralelos conectados a um rotor (MANFRIDA; PACINI; TALLURI, 2017). Esse tipo de turbina é mais adequado para aplicações de 500 W a 5 kW, com tamanhos compactos de rotor (de 0,1 m a 0,3 m) e velocidades de rotação moderadas (de 1.000 a 12.000 rpm), configurando, portanto, uma alternativa com estrutura relativamente simples, confiável e de custos menores para aplicações em sistemas de baixa potência (MANFRIDA; PACINI; TALLURI, 2017).

Maksiuta *et al.* (2017) compararam o desempenho de três tipos de turbina para recuperação de 3 MW de calor dos gases de exaustão de um motor de combustão interna: turbina de entrada radial, turbina axial e turbina de saída radial. O objetivo era gerar potência adicional sem consumir maior quantidade de combustível, fazendo uso de duas turbinas (alta pressão e baixa pressão) para expansão de R245fa. Foram fixadas as pressões e entalpias na entrada e na saída em cada uma das turbinas, bem como vazão mássica. Tanto para a turbina de alta pressão quanto para a de baixa pressão, a turbina de tipo axial apresentou melhor desempenho, apesar de os três tipos de turbina terem apresentado desempenhos praticamente equivalentes na etapa de baixa pressão. No entanto, houve diferenças significativas em

relação à velocidade de rotação e, principalmente, ao tamanho da turbina (volume da máquina), cujo maior valor foi verificado para a turbina axial.

Por fim, Maksiuta *et al.* (2017) resumiram vantagens e desvantagens de cada um dos tipos de máquina, que são exibidos na Tab. 2.4, destacando que a baixa velocidade de rotação das turbinas do tipo axial e de saída radial permitiria um acoplamento direto a um gerador, sem a necessidade de uma caixa de redução, evitando perdas mecânicas; além disso, o tamanho reduzido da turbina de saída radial, tanto na etapa de alta quanto na de baixa potência, reduz o espaço das instalações e os custos de material para fabricação do componente.

Tabela 2.4 – Comparação entre turbinas de entrada radial, axial, e de saída radial.

Tipo de turbina	Características
Turbina de entrada radial	<ul style="list-style-type: none"> • Fácil de fabricar • Ampla faixa de aplicação • Baixa eficiência
Turbina axial	<ul style="list-style-type: none"> • Maior eficiência • Baixa velocidade de rotação • Maior tamanho
Turbina de saída radial	<ul style="list-style-type: none"> • Alta eficiência • Baixa velocidade de rotação • Menor tamanho • Não aplicável a todos os fluidos de trabalho

Fonte: Maksiuta *et al.* (2017).

As estratégias de modelagem e projetos de expansores encontradas na literatura podem prever com boa precisão os parâmetros de desempenho do componente, e partem de análises paramétricas preliminares, evoluindo para modelos matemáticos mais complexos – como a metodologia conhecida por “linha média”, que considera triângulos de velocidade e propriedades do fluido na passagem por diferentes locais e componentes da turbina (WHITE; 2015) – e abordagens 3D com técnicas de CFD.

Lemort *et al.* (2009) utilizaram uma abordagem semi-empírica para modelar um expansor *scroll*, identificando oito parâmetros baseados em resultados experimentais obtidos a partir de testes realizados com um compressor modificado funcionando com R123. O modelo validado prevê vazão mássica, potência de eixo e temperatura de exaustão com boa precisão. A partir desse modelo, Giuffrida (2014) propôs uma melhoria na modelagem para compreender o desempenho da operação do equipamento com diversos fluidos de trabalho além do R123.

Declaye *et al.* (2013) realizaram testes em um expansor *scroll* funcionando com R245fa, cuja metodologia foi utilizada por Desideri *et al.* (2013), que modelaram e testaram um expansor *screw*, validando os resultados com dados disponíveis na literatura. O livro de Smith, Stosic e Kovacevic (2014) traz revisão dos fundamentos de fenômenos envolvidos no funcionamento de um expansor *screw*, discutindo projeto desses equipamentos em termos de modelagem, cálculo de perdas e de desempenho.

Giuffrida (2016) propôs melhorias na modelagem semi-empírica do desempenho de um expansor *screw* simples, dessa vez, utilizando o fluido R245fa, em que revisou as perdas mecânicas e térmicas, validando o modelo experimentalmente.

Para análises preliminares de turbinas, Balje (1981) propôs a utilização de parâmetros de similaridade que levam em conta a geometria das turbomáquinas – número de palhetas e bocais, e suas dimensões, como alturas, comprimentos, espessuras, curvaturas, ângulos, e características de eixos e rotores, como diâmetros e comprimentos – e a fluidodinâmica do escoamento – velocidades, propriedades termodinâmicas (entalpias, densidades, viscosidades) e forças atuantes – para estimar o desempenho do expansor; além disso, o autor também relaciona o tipo do expansor, a admissão do fluido, o número de estágios e outras variáveis para modelagem de perdas e de eficiências. Aungier (2006) também deixou sua contribuição

para modelagem matemática e projetos de turbinas axiais e de entrada radial. Ambos os autores produziram mapas de referência para eficiências de turbomáquinas (como o da Fig. 2.25); no entanto, para Macchi e Astolfi (2017), esses diagramas não capturam completamente as peculiaridades das turbinas para fluidos orgânicos, tais como altas razões de volume por estágio e baixa velocidade do som, fazendo com que o projeto de turbinas para ciclos Rankine orgânico imponha desafios técnicos, que não podem ser encarados sem ajuda de ferramentas computacionais.

Fiaschi *et al.* (2016) projetaram uma microturbina de entrada radial para operar com R134a e produzir 5 kW de potência. Inicialmente, os autores realizaram um dimensionamento preliminar através da análise de parâmetros adimensionais com valores escolhidos dentro de intervalos reportados na literatura, visando a obter tamanho reduzido de diâmetro do rotor e velocidade de rotação razoável. Alguns parâmetros foram ajustados de modo a evitar alguns problemas operacionais do equipamento. Em seguida, as perdas foram avaliadas e, segundo os autores, o rotor, sendo componente crítico para o desempenho da turbina e que apresenta desafios tecnológicos, foi submetido a uma verificação com técnica de CFD para refinamento do projeto. Li e Ren (2016) utilizaram abordagem semelhante para avaliar o desempenho do projeto de uma turbina de entrada radial para expansão de R123; no entanto, utilizaram a análise de CFD para o escoamento não apenas no rotor, mas também nos bocais.

Martins (2015) evoluiu a modelagem matemática de uma turbina axial de estágio único e admissão parcial, analisando a compressibilidade do escoamento e a utilização de bocais convergente-divergente para melhoria de desempenho do expansor, principalmente nas condições de alta pressão do evaporador.

Al Jubori *et al.* (2017) realizaram uma análise paramétrica da eficiência de turbinas axiais e de saída radial em pequena escala (5-15 kW), acoplada à eficiência do ciclo,

comparando diferentes fluidos de trabalho – R141b, R245fa, R365mfc, isobutano e *n*-pentano – apresentando baixa vazão mássica (0,3-0,7 kg/s). Partindo da modelagem pelo método da linha média, e refinando os resultados com CFD, os autores destacaram as vantagens dessa estratégia na avaliação do desempenho do ciclo operando em condições de projeto. Os resultados mostraram que o método da linha média previu valores maiores de eficiência das turbinas (e do ciclo) do que aqueles obtidos pela análise com CFD.

A Tab. 2.5 resume algumas recomendações encontradas na literatura de aplicação de expansores, de acordo com a faixa de potência. Nota-se que não há consenso nas faixas de aplicação recomendadas e que, apesar de as turbinas serem indicadas para potências superiores a 30-50 kW (exceto a de Tesla), esses dispositivos têm sido utilizados experimentalmente em escalas menores, obtendo bons resultados.

Tabela 2.5 – Comparação entre faixas de recomendação de expansores de acordo com diferentes trabalhos da literatura.

Tipo de expansor	Referências			
	Bao e Zhao (2013)	Talluri e Lombardi (2017)	Talluri <i>et al.</i> (2018)	Alshammari, Usman e Perysidis (2018)
<i>Vane</i>	1-10 kW	-	1-5 kW	< 1,5 kWe
<i>Scrow</i>	1-10 kW	-	1-10 kW	1-5 kWe
<i>Screw</i>	15-200 kW	-	10-200 kW	5-50 kWe
Pistão	20-100 kW	-	20-100 kW	5-20 kWe
Turbina de entrada radial	50-500 kW	50-500 kW	50-500 kW	30-500 kWe; até MWe
Turbina de saída radial	-	-	-	< 50 kWe
Turbina axial	-	> 500 kW	-	> 1.000 kWe
Turbina Tesla	-	-	0,5-10 kW	-

Fonte: o autor.

Apesar de alguns trabalhos recomendarem faixas de potências para escolha do tipo do expansor para aplicações em ciclos Rankine orgânico (Tab. 2.5), alguns parâmetros podem ser

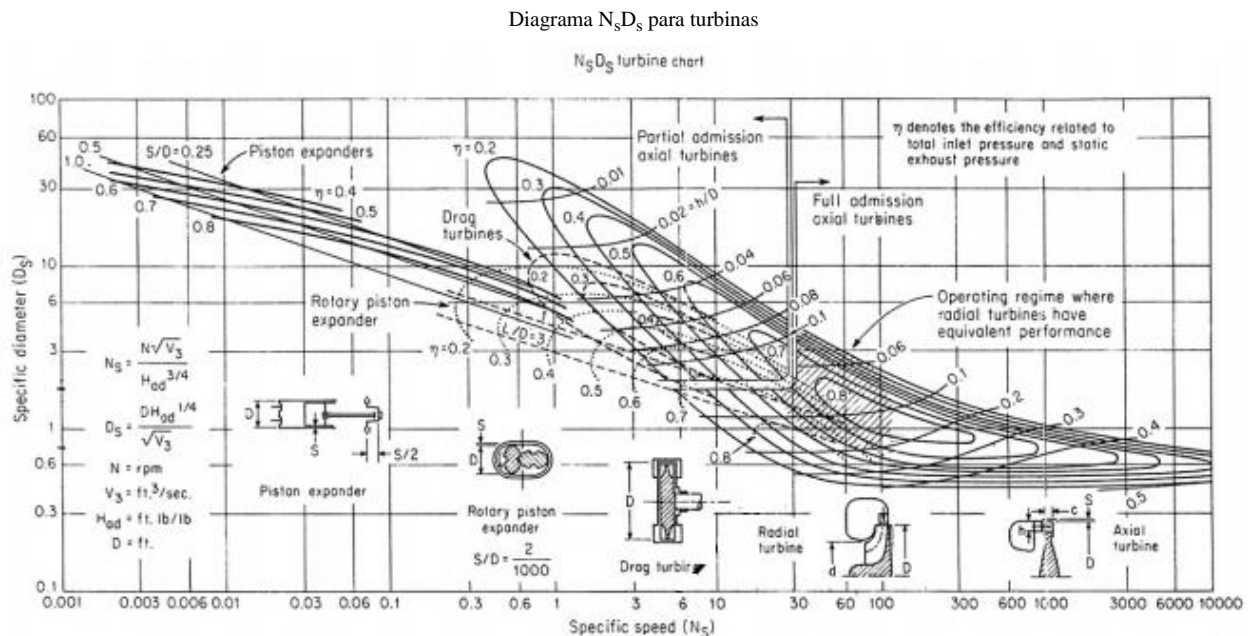
adotados como referência para essa escolha, como a velocidade específica, N_s , e o diâmetro específico, D_s (BALJE, 1981):

$$N_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{\dot{V}_{saí,exp}}}{(\Delta i_s)^{3/4}} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{\dot{m}^{1/2}}{\rho_{saí,exp}^{1/2} \cdot (\Delta i_s)^{3/4}} \quad (2.4)$$

$$D_s = \frac{D \cdot (\Delta i_s)^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}_{saí,exp}}} = \frac{D \cdot (\Delta i_s)^{1/4} \cdot \rho_{saí,exp}^{1/2}}{\dot{m}^{1/2}} \quad (2.5)$$

Esses parâmetros são utilizados para gerar mapas, como o ilustrado na Fig. 2.26, para auxílio na escolha de expansores para a aplicação; no entanto, é necessário atentar para o sistema de unidades adotado (SI ou inglês), que pode gerar diferentes valores de N_s e de D_s para expansores com a mesma característica (SAURET; ROWLANDS, 2011).

Figura 2.26 – Diagrama N_s vs. D_s para referência de escolha de expansor; cálculos feitos com sistema inglês de unidades.



Fonte: Sauret e Rowlands (2011).

Mais recentemente, Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018) revisaram os diagramas N_s vs. D_s para pré projeto de turbinas de entrada radial em pequena escala, ajustando correlações para a estimativa da eficiência isoentrópica da turbina e do diâmetro específico otimizado, com foco em aplicações em ciclos Rankine orgânico, uma vez que os diagramas N_s vs. D_s de Balje (1981) foram obtidos da análise de turbinas de escalas de potência superiores e que utilizaram ar como fluido de trabalho (MOUNIER; OLMEDO; SCHIFFMANN, 2018).

Na literatura, além da eficiência isoentrópica ou adiabática, há também outros índices reportados em relação ao desempenho dos expansores: eficiência de eixo (LEI *et al.*, 2016), eficiência politrópica (CAMBI *et al.*, 2017), eficiência total a estático (*total-to-static*) (TONG;CHENG; TONG, 2019), eficiência total a total (*total-to-total*) (LA SETA *et al.*, 2016) e eficiência mecânica (OUDKERK *et al.*, 2015). Como não há padronização dessas métricas, tampouco de seus métodos de cálculo, a tarefa de comparar os resultados experimentais em uma mesma base fica um tanto quanto desafiadora. Não obstante, em alguns casos, não são fornecidas as medições correspondentes aos pontos de operação e de projeto, quais sejam, temperaturas e pressões na entrada e na saída do expansor, rotação, vazão mássica e potência de eixo.

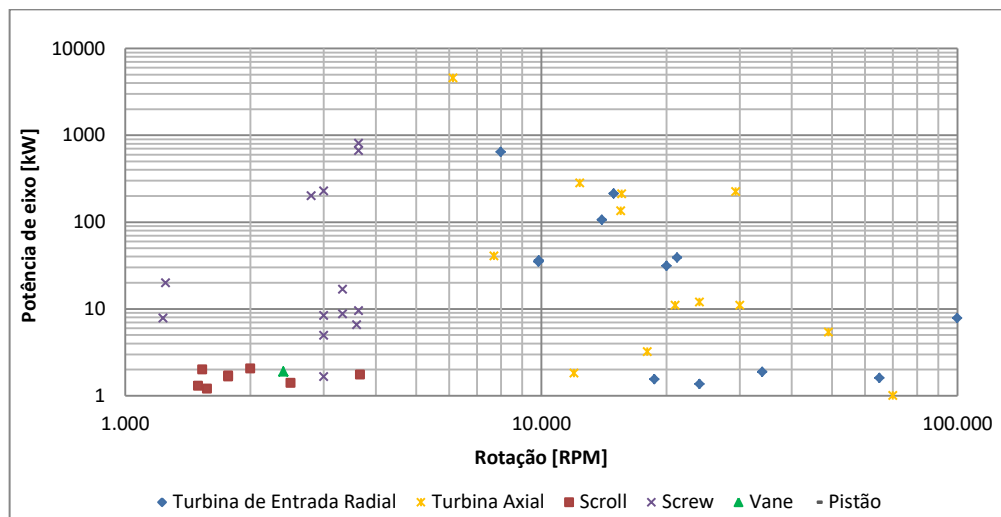
O impacto da ausência desses dados é a dificuldade em relacionar o desempenho de um expansor obtido experimentalmente com a condição ideal prevista em projeto para esse mesmo expansor e com o desempenho de outros expansores. Isso porque nem sempre o ponto de maior eficiência é o ponto operacional definido em projeto (ZHENG *et al.*, 2017).

Dessa maneira, 45 trabalhos experimentais e de simulações validadas foram analisados e seus resultados tabelados e plotados nos gráficos das Figs. 2.26, 2.27, 2.28 e 2.29 a seguir. Dentre os pontos escolhidos, estão resultados médios de operação em regime, tanto em condição de projeto, quanto em condição fora de projeto, reportados pelos próprios

autores, e pontos obtidos por inspeção de gráficos plotados pelos autores, referentes às maiores eficiências isoentrópicas.

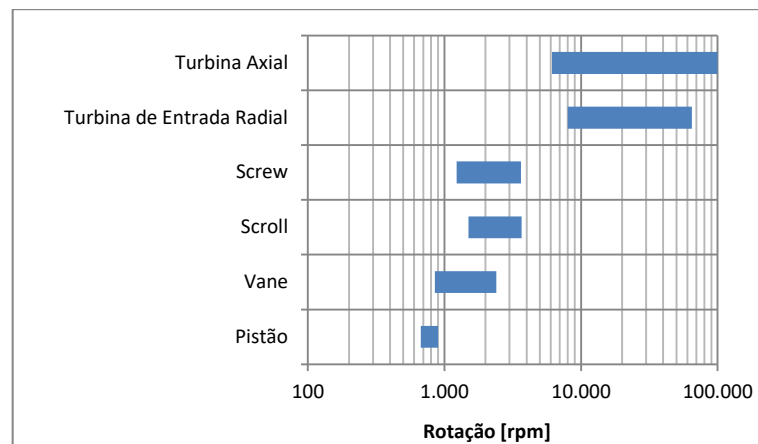
Mesmo com as limitações dos dados obtidos, é possível perceber, da análise das Figs. 2.27, 2.28, 2.29 e 2.30, que os dispositivos de deslocamento positivo operam abaixo de 4.000 rpm, e as turbomáquinas, acima desse valor. As aplicações de expansores do tipo *scroll*, *vane* e pistão concentram-se em faixas de potência de eixo menores, abaixo dos 10 kW; expansores *screw* podem ser aplicados para geração de potências mais elevadas que aquelas dos tipos anteriores, podendo se aproximar dos 1.000 kW. Turbomáquinas têm sido utilizadas com resultados promissores, inclusive, em faixas de potência de eixo inferiores a 10 kW, obtendo eficiências isoentrópicas superiores a 70%, ao custo de uma rotação mais elevada, acima de 10.000 rpm.

Figura 2.27 – Gráfico de potência de eixo (até 10.000 kW) *versus* rotação de eixo, de acordo com o tipo de expensor, em escala logarítmica.



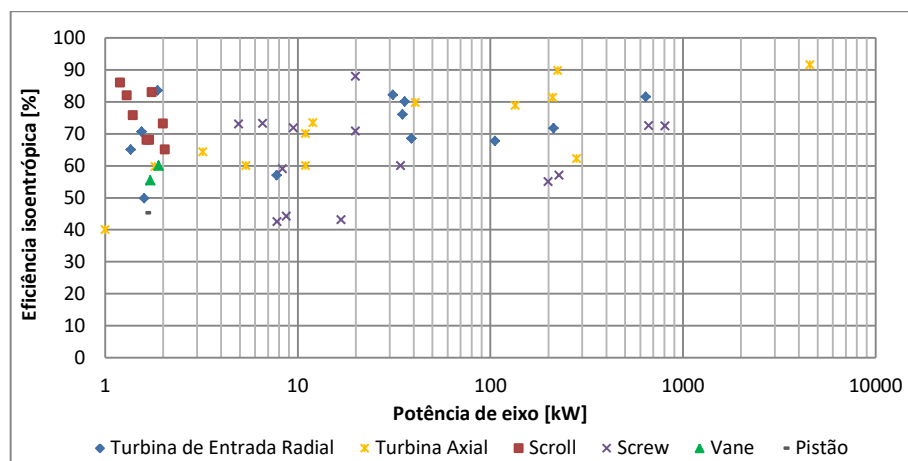
Fonte: o autor.

Figura 2.28 – Gráfico faixa de rotações verificadas, de acordo com o tipo de expensor, em escala logarítmica.



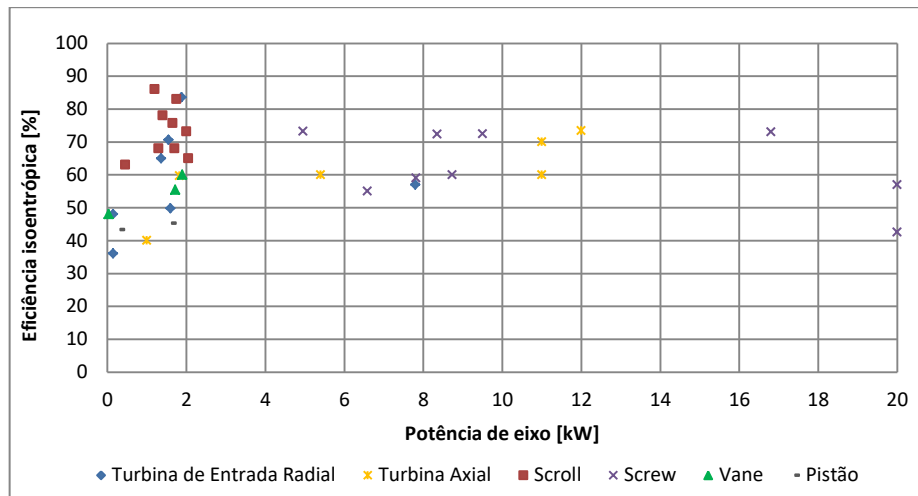
Fonte: o autor.

Figura 2.29 – Gráfico de eficiência isoentrópica *versus* potência de eixo (até 10.000 kW), de acordo com o tipo de expensor, em escala logarítmica.



Fonte: o autor.

Figura 2.30 – Gráfico de eficiência isoentrópica *versus* potência de eixo (até 20 kW), de acordo com o tipo de expensor.



Fonte: o autor.

Portanto, a escolha do expensor deve ser feita considerando diferentes fatores, como fluido de trabalho e sua vazão mássica, rotação de eixo do rotor (que pode ser bastante elevada, no caso de turbinas radiais de pequena escala, impondo restrições à eficiência isoentrópica do expensor e necessidade de acoplamento de sistema de redução de velocidades) e as faixas de temperaturas e pressões de operação, além dos custos de aquisição e de manutenção do equipamento. As turbomáquinas podem fornecer maiores eficiências isoentrópicas na expansão, porém, possuem rotações mais elevadas e envolvem maiores custos quando comparadas com expansores volumétricos.

2.3.2 Bomba

De acordo com White (2011), as bombas podem ser divididas em dois grupos principais: bombas de deslocamento positivo e bombas dinâmicas ou de variação de quantidade de movimento, classificação semelhante àquela de dispositivos de expansão.

Bombas de deslocamento positivo movimentam o fluido através da variação do volume da câmara do equipamento, resultando em escoamentos pulsantes. São bombas

versáteis, que funcionam com fluidos de diferentes viscosidades e podem imprimir grandes diferenças de pressão. Essa categoria inclui bombas de pistão, diafragma, palhetas, engrenagens e parafusos (WHITE, 2011).

Bombas dinâmicas adicionam quantidade de movimento ao escoamento através do movimento rápido de palhetas. Apesar de geralmente oferecerem maiores taxas de vazão que as bombas de deslocamento positivo, as bombas dinâmicas não oferecem grandes aumentos na pressão e possuem dificuldade para trabalhar com fluidos de alta viscosidade. Estão inclusas nessa categoria bombas centrífugas, radiais e axiais (WHITE, 2011).

A bomba pode ser utilizada para controlar a vazão mássica do fluido de trabalho (QUOILIN *et al.*, 2013) e um indicador importante em relação a esse componente é o *Back Work Ratio* (BWR), definido pela razão entre a potência de eixo consumida pela bomba e a potência de eixo produzida na expansão:

$$BWR = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_t} \quad (2.6)$$

Apesar de o principal componente de um ciclo Rankine orgânico ser o expensor, o desempenho e o consumo da bomba não devem ser negligenciados, principalmente em sistemas de potências menores, pois a bomba pode consumir a maior parte da potência produzida pelo expensor (DECLAYE *et al.*, 2013).

Quoilin *et al.* (2013) alegaram que poucos dados sobre eficiências de bombas são reportados na literatura e que, geralmente, os valores são baixos para sistemas de pequena potência, com potência elétrica (incorporando eficiência do motor de acionamento da bomba) como métrica de referência e no intervalo de 7 a 25%.

Zeleny *et al.* (2017) revisaram a literatura e relataram valores de eficiência isoentrópica de bombas aplicadas a ciclos Rankine orgânico de pequena escala no intervalo de

15 a 60%, e acrescentaram que, apesar de a bomba diafragma ser o tipo mais utilizado em ciclos Rankine orgânico de pequena escala, a bomba de engrenagens pode ter desempenho superior ao da bomba diafragma.

Assim como a presença de líquido não é aconselhada em expansores, a presença de vapor deve ser evitada em bombas; o fenômeno conhecido como cavitação consiste na formação de bolhas de vapor devido a um abaixamento da pressão do líquido durante a etapa de sucção. Como fluidos orgânicos apresentam menores valores de temperaturas de evaporação e de calor latente de evaporação, atenção especial deve ser tomada para evitar danos à bomba e escoamentos instáveis (YANG *et al.*, 2015).

Para evitar que ocorra cavitação na bomba, algumas estratégias podem ser adotadas, como a instalação de uma bomba de baixa pressão à montante da alimentação da bomba principal visando a aumentar a pressão de sucção desta, a instalação da bomba em altura inferior à do reservatório de líquido (popularmente conhecida por operação “afogada”), a fim de aumentar a pressão estática na entrada da bomba, a adição de gases não-condensáveis (como nitrogênio) ao fluido de trabalho para aumentar a pressão parcial, e, também, o subresfriamento do fluido de trabalho na entrada da bomba (QUOILIN *et al.*, 2013).

2.3.3 Trocadores de calor

Os trocadores de calor compreendem os componentes para transferência de calor para e do sistema, tipicamente, o evaporador e o condensador, e, eventualmente, trocadores internos de calor, como aqueles apresentados na seção 2.1, que ilustra algumas das modificações sugeridas para um ciclo Rankine.

Trocadores de calor representam boa parte do custo de um ciclo Rankine orgânico (GEORGES *et al.*, 2013) e, portanto, é desejável que eles sejam otimizados. É necessário

analisar a relação de custo/benefício entre os efeitos opostos de se aumentar a área de trocadores de calor, melhorando termodinamicamente o processo de transferência de calor através da minimização da geração de entropia, e adicionar custo de material a esses componentes, que irão impactar no custo da eletricidade gerada (LCOE) (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

Os tipos mais comuns de trocadores de calor aplicados a ciclos Rankine orgânico são o casco e tubo para sistemas de escalas maiores e o de placas para sistemas de escalas menores (QUOILIN *et al.*, 2013).

Em relação a evaporadores, é importante analisar a natureza físico-química tanto do fluido da fonte de calor quanto do fluido de trabalho para determinar o material a ser utilizado na construção do trocador de calor. O material metálico mais simples e barato é o aço carbono, mas em casos em que pode haver corrosão (como em fontes geotérmicas, em que o pH geralmente é ácido), seu uso não é aconselhado; nesses casos, ligas metálicas à base de níquel (material mais caro e, portanto, indicado para casos em que fluidos a temperaturas mais elevadas podem provocar corrosão severa) e aço inoxidável podem ser melhores escolhas (LUKAWSKI, 2009).

Recuperadores de calor geralmente são projetados como tubos aletados para melhorar a transferência de calor no lado do vapor, em que líquido escoar perpendicularmente a um banco de tubos em diferentes arranjos. As aletas geralmente são feitas de cobre, se o fluido de trabalho não promove ataque químico, ou de ligas metálicas mais resistentes, como cobre/níquel 90/10 (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

Para rejeitar calor do ciclo de potência, tipicamente são utilizados condensadores cuja fonte fria é água ou ar; sendo ar utilizado quando água é um recurso escasso (HE *et al.*, 2014). Nesses casos, a temperatura ambiente é parâmetro importante, pois temperaturas elevadas

podem limitar a quantidade de calor trocada, diminuindo a eficiência do ciclo (ASHRAE, 2015). Apesar de não ser convencional, há trabalhos em que se propõem a utilização de fluidos alternativos eventualmente disponíveis na planta de geração, como GLP armazenado a temperaturas em torno de $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$, para fonte fria no condensador (ATIENZA-MÁRQUEZ *et al.*, 2019).

Em condensadores, os materiais construtivos também devem ser avaliados de acordo com as características físico-químicas dos fluidos; em casos em que pode haver corrosão, materiais mais resistentes como ligas metálicas, cobre/níquel, titânio ou plásticos podem ser utilizados, bem como a adoção de um fluido intermediário funcionando em circuito fechado para transportar calor do condensador para o “sumidouro de calor” (MONDEJAR *et al.*, 2018).

Kuo *et al.* (2011) analisaram um ciclo Rankine orgânico funcionando com condensador do tipo casco e tubo e evaporador do tipo placas, ambos funcionando em contracorrente, e concluíram que a resistência térmica dominante nos dois trocadores de calor foi a do lado do fluido de trabalho; no condensador, o fluido de trabalho circulou pelo casco, enquanto água circulou através dos tubos.

Em ciclos Rankine orgânico subcríticos que utilizam fluidos puros, existe uma limitação na troca de calor advinda do problema do “ponto de estrangulamento”, ou *pinch point*, que é a mínima diferença de temperaturas entre dois escoamentos (rever seção 2.1), e traz irreversibilidades nos trocadores de calor. Xu e Liu (2013) concluíram que os *pinch points* localizados entre a entrada e a saída do trocador de calor garantem maior eficiência térmica e exergética do processo do que quando localizados na saída do trocador de calor.

2.4 Fontes de calor

A fonte de calor possui papel fundamental no ciclo Rankine orgânico e na escolha do fluido de trabalho e dos componentes do sistema, pois, além da temperatura, da quantidade de calor disponível, do meio transportador de energia, suas características também influenciam nas tomadas de decisão sobre o projeto do ciclo.

Em algumas aplicações, um circuito de óleo térmico é acoplado entre a fonte de calor e o ciclo Rankine orgânico. O uso de óleos térmicos como meio de transferência de calor oferecem vantagens, que incluem menor pressão no evaporador, maior regularidade no caso de variações no suprimento de calor da fonte, operação simples, segura e de fácil controle (TCHANCHE *et al.*, 2011).

Na literatura, as principais fontes de calor acopladas a ciclos Rankine orgânico são geotérmica, biomassa, solar e recuperação de calor residual, mas também podemos encontrar trabalhos com aplicações em conversão de energia térmica dos oceanos e fontes híbridas.

2.4.1 Geotérmica

A Terra possui grande energia térmica armazenada em seu interior, proveniente das altas temperaturas de seu núcleo, em torno de 4.000 °C (BARBIER, 2002).

Essa energia pode ser acessada por meio da perfuração de poços para extrair fluido geotérmico aprisionado nas subcamadas da Terra (RAHBAR *et al.*, 2017). O fluido geotérmico pode ser água quente, vapor úmido (mistura bifásica entre água e vapor), vapor seco (saturado, sem água líquida em suspensão) ou vapor superaquecido (BARBIER, 1997), e ter temperaturas variadas, de 50 a 350 °C (QUOILIN, 2007), dependendo da localização geográfica e da profundidade em que é acessada (BARBIER, 1997).

O fluido geotérmico pode ser utilizado para geração de potência/energia elétrica por meio de tecnologias divididas em três categorias: sistemas abertos, em plantas do tipo vapor direto ou do tipo *flash*, sistemas fechados ou binários, em que a energia geotérmica é transferida para um fluido secundário, utilizando ciclo Rankine orgânico ou ciclo Kalina, ou sistemas combinados, constituídos de uma mistura de sistemas abertos e fechados (RODRÍGUEZ, 2014).

Após a transferência do calor geotérmico para o sistema de geração de potência, o fluido com temperatura inferior retorna para o interior da Terra através de um poço de injeção para ser reaquecido.

Zhai *et al.* (2016) atentaram para o fato de que fontes geotérmicas, quando acopladas a ciclos Rankine orgânico, possuem limitações na temperatura mínima de saída do trocador de calor a fim de evitar corrosão devido à presença de sais na água. A solubilidade desses sais tende a aumentar com o aumento da temperatura; assim, atenção é necessária para se evitar precipitações minerais nas superfícies expostas ao fluido geotérmico (MINES, 2016).

A Tab. 2.6 ilustra a composição do vapor de alguns poços geotérmicos em exploração, sendo possível notar que sua composição varia de acordo com o poço geotérmico.

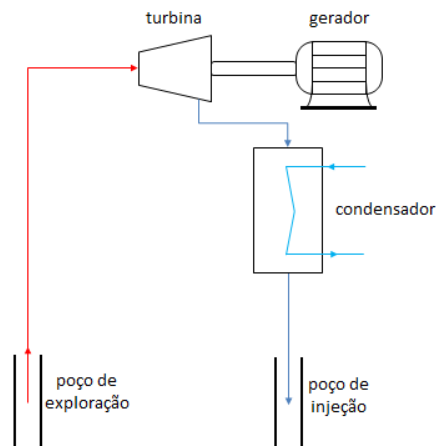
Tabela 2.6 – Composição do vapor de alguns poços geotérmicos, em grama de constituinte por quilograma de fluido geotérmico.

Constituintes	THE GEYSERS USA	LARDERELLO Itália	MATSUKAWA Japão	WAIRAKEI Nova Zelândia	CERRO PRIETO México
H ₂ O	995,9	953,2	986,3	997,5	984,3
CO ₂	3,3	45,2	12,4	2,3	14,1
H ₂ S	0,2	0,8	1,2	0,1	1,5
NH ₃	0,2	0,2			0,1
CH ₄ + H ₂	0,2	0,3			
Outros	0,2	0,3	0,1	0,1	

Fonte: Barbier (1997).

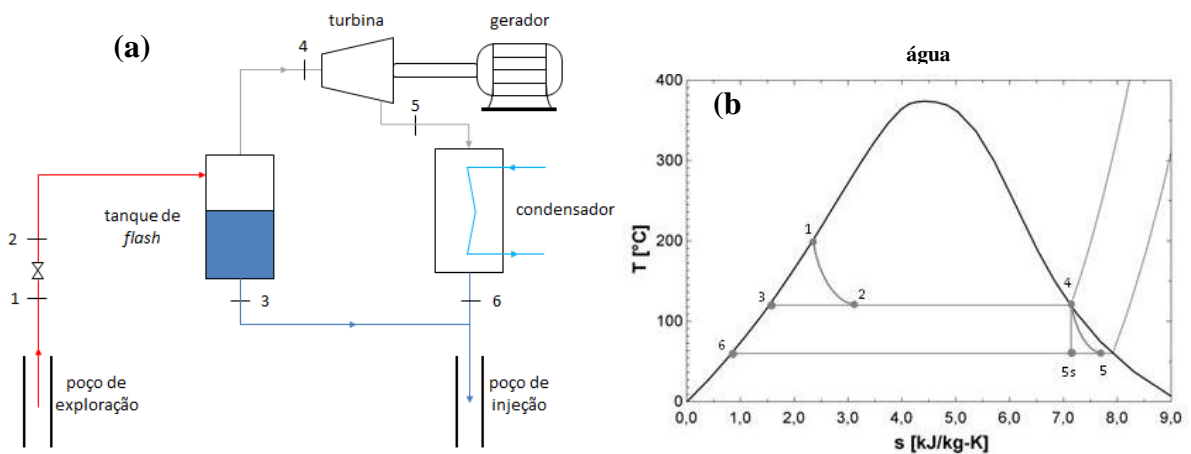
As Figs. 2.31 e 2.32 ilustram o princípio de funcionamento de sistemas geotérmicos de geração do tipo aberto, respectivamente, com utilização de vapor direto e de vapor de *flash*, e a Fig. 2.33, o princípio de funcionamento de um sistema do tipo fechado.

Figura 2.31 – Representação esquemática de um sistema geotérmico de geração tipo vapor direto.



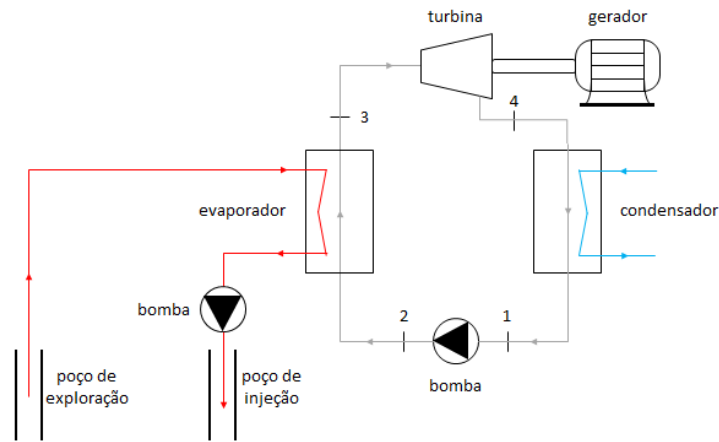
Fonte: o autor.

Figura 2.32 – (a) Representação esquemática de um sistema geotérmico tipo vapor de *flash*, e (b) correspondente diagrama T - s .



Fonte: o autor.

Figura 2.33 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico aplicado à fonte geotérmica.



Fonte: o autor.

2.4.2 Biomassa

A biomassa pode ser obtida de vegetais, lenhosos ou não-lenhosos, de resíduos orgânicos de origem agrícola, florestal, urbana ou industrial, e de biofluidos, como óleos vegetais (CORTEZ; LORA; AYARZA, 2008).

Para produção de energia, a biomassa pode ser queimada diretamente ou utilizada após uma conversão em combustíveis, como etanol e carvão vegetal, ou passar por um processo de gaseificação, em que a biomassa é transformada em um gás sintético composto, principalmente, por H_2 , CO , CO_2 e CH_4 , e que, após ser tratado e filtrado para remoção de partículas sólidas, é, então, queimado em um motor de combustão interna ou em uma turbina a gás (QUOILIN *et al.*, 2013). Essa fonte de energia fornece, aproximadamente, 10% da energia primária mundial, sendo a quarta em participação, atrás apenas das fontes fósseis petróleo, carvão e gás natural (IEA, 2018).

Na geração de energia via combustão direta, a biomassa é queimada em uma caldeira, constituída pela fornalha, onde ocorre a queima do combustível, e pela superfície de

aquecimento, onde ocorre a troca de calor dos gases quentes com o fluido de trabalho (LORA, *et al.*, 2004). Em SRC, vapor é gerado diretamente na caldeira (LORA; ZAMPIERI, 2008) e, em ciclos Rankine orgânico, é comum a troca de calor entre os gases de combustão e um fluido de transporte intermediário, que irá carregar o calor até o fluido orgânico para geração de vapor, como indicado na Fig. 2.34. A presença de um circuito intermediário, de acordo com Tchance *et al.* (2011), traz vantagens como operação mais simples e segura, com menor pressão no evaporador e maior inércia a oscilações de carga térmica.

Uma caldeira à biomassa pode ter sua eficiência aumentada ao se incorporar recuperadores de calor; no entanto, a redução da temperatura dos gases produtos de combustão é limitada pela temperatura do ponto de orvalho desses gases (principalmente aqueles que contêm enxofre, pois, combinados com água, podem formar ácido sulfúrico) a partir da qual ocorre a condensação de líquidos sobre superfícies dos equipamentos, causando corrosão (ELETROBRÁS, 2005). Assim, conhecer a composição química do combustível é fundamental.

É comum a implementação de cogeração (CHP) em plantas que utilizam fontes de biomassa, produzindo potência/eletricidade e vapor ou água quente, para processos industriais ou aquecimento doméstico. Com isso, aumenta-se a eficiência global da planta; Tchance *et al.* (2011) relataram dados da planta de cogeração à biomassa de 1.000 kW_e localizada em Lienz (Austria), cujas eficiências global e elétrica são, respectivamente, 82% e 18%.

Tabela 2.7 – Temperaturas típicas de um ciclo Rankine orgânico para aplicação com biomassa.

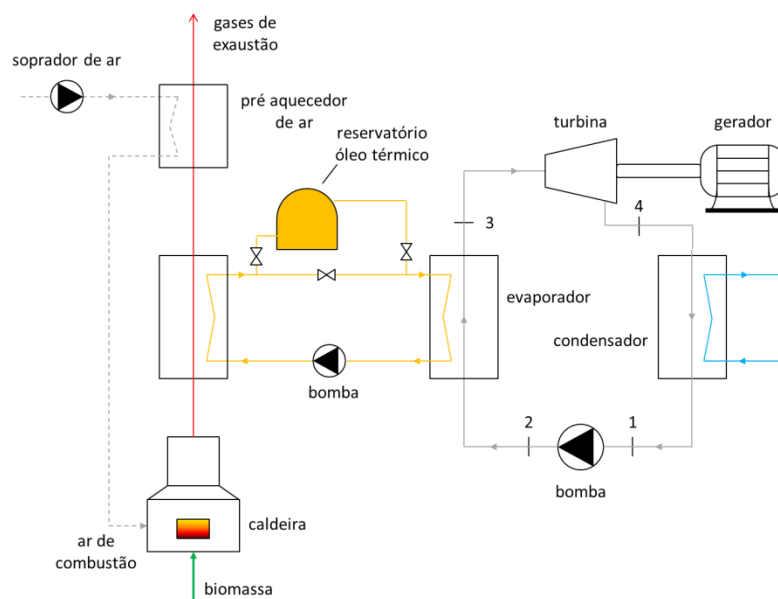
Temperatura de chama	1200 K	927 °C
Temperatura máxima do óleo térmico	630 K	357 °C
Temperatura máxima do fluido de trabalho	600 K	327 °C
Temperatura no condensador	370 K	97 °C

Fonte: adaptado de Drescher e Brüggmann (2007).

Da Tab. 2.7, é possível notar que as temperaturas envolvidas apresentam valores relativamente altos. Apesar de ser reduzida através de troca térmica com o excesso de ar de combustão à temperatura inferior, a temperatura de chama ainda é elevada; sem excesso de ar de combustão, as temperaturas de chama da combustão de biomassa podem atingir 3.000 °C, bem acima dos limites que os materiais utilizados na construção de equipamentos podem suportar (OVEREND, 2003). A temperatura de condensação próxima dos 100 °C se justifica para atingir as necessidades de consumo de calor, com a cogeração; de acordo com Zhai *et al.* (2016), a temperatura no condensador de um ciclo Rankine orgânico com aplicação em biomassa/CHP está, geralmente, na faixa de 60-120°C. Além disso, a temperatura máxima do óleo térmico fica limitada em torno de 350 °C; essa limitação se deve a preservar a vida útil do fluido, mantendo sua estabilidade química (DRESCHER; BRÜGMANN, 2007).

Uma representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico acoplado a uma fonte de biomassa por um circuito intermediário de transporte de calor e um tanque de armazenamento de fluido intermediário é ilustrada pela Fig. 2.34.

Figura 2.34 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico aplicado à biomassa, com fluido intermediário de transporte de calor e um tanque de armazenamento de fluido intermediário.



Fonte: o autor.

2.4.3 Solar

A energia solar é uma das renováveis mais promissoras, uma vez que é inesgotável, pouco poluente e explorável na maior parte do mundo (RAHBAR *et al.*, 2017), e pode ser utilizada para geração de eletricidade de maneira direta, que emprega placas fotovoltaicas – construídas com materiais que, ao serem sensibilizados pelos fótons solares, liberam elétrons, produzindo corrente elétrica, e com eficiência tipicamente entre 12 e 20% (TWOMEY; JACOBS; GURGENCI, 2013) –, ou indireta, com a tecnologia térmica solar (heliotérmica) – que transforma a radiação solar em fluxos de calor para acionamento de ciclos de potência, responsáveis pela geração de eletricidade, ou até mesmo aquecimento de água (ABOELWafa *et al.*, 2018), e aquecimento ou refrigeração de ambientes (KALOGIROU, 2014).

Por ser uma fonte de baixa densidade energética, grandes áreas de coletores são necessárias para viabilizar a captura da energia solar (ZHAI *et al.*, 2016), cuja taxa de incidência fora da superfície terrestre é de 1.367 W/m^2 , valor considerado constante solar (HERRERIA, 2012). A energia solar, apesar de abundante, é intermitente e exhibe variações ao longo do dia e das estações do ano; assim, a adoção de uma estratégia para armazenamento de energia que permita que parte da energia seja estocada para uso posterior, como baterias, bombeamento de água, ar comprimido e armazenamento térmico (TES), reduz a intermitência da fonte renovável (EDGAR; POWELL, 2015).

Quando a energia a ser armazenada for calor de baixa temperatura, TES tem uma eficiência de reconversão de 50-99% e é a tecnologia mais adequada para plantas CSP e nucleares; quando a energia for eletricidade, baterias têm uma eficiência de reconversão de 80-99% (ALVA; LIN; FANG, 2018). Diferentemente das baterias, TES não exhibe a típica degradação pelo uso cíclico da tecnologia, e utiliza materiais abundantes e com toxicidades

limitadas (ALVA; LIN; FANG, 2018). Sistemas de TES são classificados em armazenamento de calor sensível, armazenamento de calor latente e armazenamento termoquímico: o armazenamento de calor sensível utiliza um material que não passa por mudança de estado físico (geralmente um sólido ou um líquido) para estocar energia através de um aumento de temperatura; o armazenamento de calor latente, por sua vez, utiliza um material que passa por mudança de estado físico, podendo configurar um sistema potencialmente menor, mais barato e mais eficiente que o anterior; e o armazenamento termoquímico consiste em utilizar o calor para ativar reações químicas reversíveis, o que representa uma grande vantagem sobre os sistemas anteriores, uma vez que é possível armazenar compostos químicos à temperatura ambiente sem perdas térmicas, mas também tem suas desvantagens, como perdas por vazamentos de gás, limitações na transferência de calor, estabilidade, reversibilidade da reação e custo (KURAVI *et al.*, 2013). Os sistemas de armazenamento, dependendo da sua classificação e tecnologia, podem utilizar um único reservatório ou dois reservatórios – um quente e um frio – para armazenar a energia (PELAY *et al.*, 2017).

Apesar de promissor, o aproveitamento dessa fonte energética renovável apresenta desafios técnicos e econômicos a serem superados: a tecnologia fotovoltaica, apesar de ser simples, sem partes móveis, ainda é limitada pela instabilidade e pela característica de intermitência da radiação solar, uma vez que sistemas de armazenamento de eletricidade em larga escala ainda não são suficientes para atingir os requisitos necessários da demanda de mercado, e a maior parte da radiação solar incidente na célula fotovoltaica é convertida em calor, aumentando sua temperatura e diminuindo sua eficiência, e a tecnologia heliotérmica ainda apresenta custos elevados e baixa eficiência de conversão elétrica (JU *et al.*, 2017).

Para utilização da energia heliotérmica, é necessário o uso de coletores solares, trocadores de calor que absorvem a radiação solar, convertendo-a em calor que é, então,

transferido para um fluido. Os coletores solares podem ser divididos em dois grupos: concentradores ou não concentradores (estacionários), em que estes têm mesma área de interceptação e de absorção solar, enquanto aqueles utilizam superfícies que redirecionam os raios solares para uma área menor, aumentando o fluxo solar (KALOGIROU, 2014), podendo ser a superfície composta por material refletor (ISLAM *et al.*, 2018) ou por lente convergente (KUMAR; SHRIVASTAVA; UNTAWALE, 2015). A energia térmica solar é, então, convertida em potência mecânica por meio de um ciclo de potência, como Rankine, Brayton ou Stirling (ABOELWAFI *et al.*, 2018).

A tecnologia de concentradores solares (CSP) é uma das que tem recebido atenção devido à sua capacidade de produzir potência/eletricidade em grande escala, com confiabilidade no fornecimento, principalmente utilizando armazenamento térmico de energia ou operando de forma híbrida com outras fontes de energia (ISLAM *et al.*, 2018). São quatro os principais concentradores solares: cilindro parabólico ou calha parabólica (*parabolic trough*), refletor linear Fresnel (*linear Fresnell collector*), disco parabólico (*parabolic dish*) e torre solar (*solar tower*), sendo que o conceito de maior maturidade é o da calha parabólica; o disco parabólico, diferentemente dos demais concentradores solares, pode ser acoplado individualmente a uma microturbina ou, mais frequentemente, a um motor Stirling, um dispositivo sem pistão, de alto desempenho e baixo custo de manutenção, mas com a desvantagem de não poder ser integrado com armazenamento de energia nem com outra fonte térmica (BAHAROON *et al.*, 2015).

A energia térmica solar pode ser transferida direta ou indiretamente ao fluido de trabalho do circuito de potência, tanto para o ciclo Brayton (QUERO *et al.*, 2014) quanto para o Rankine (GIGLIO *et al.*, 2017) e o Rankine orgânico (DELGADO-TORREZ; GARCÍA-RODRÍGUEZ, 2010). Neste trabalho, será dada maior atenção ao SRC e ao ciclo Rankine orgânico.

Murphy e May (1982) descreveram três métodos para geração de vapor através de coletor solar: de forma direta, o conceito de *flash*, em que água pressurizada passa pelo coletor solar e depois é transformada em vapor em um tanque de *flash*, e a geração de vapor no próprio coletor solar, e, de forma indireta, a utilização de um fluido intermediário de transporte de calor, que recebe a energia solar através do coletor solar e a transfere para o fluido de trabalho do circuito de potência através de um trocador de calor.

A utilização de óleos térmicos em geração de vapor indireta pode apresentar problemas de vazamentos devido às baixas viscosidades e tensões superficiais, além de essas substâncias poderem se degradar à alta temperatura ou entrar em combustão (MURPHY; MAY, 1982). Apesar de maior complexidade da planta no caso de geração indireta, sua operação é mais simples e fácil de controlar, uma vez que a geração direta impõe mais desafios em relação à intermitência solar (GIGLIO *et al.*, 2017).

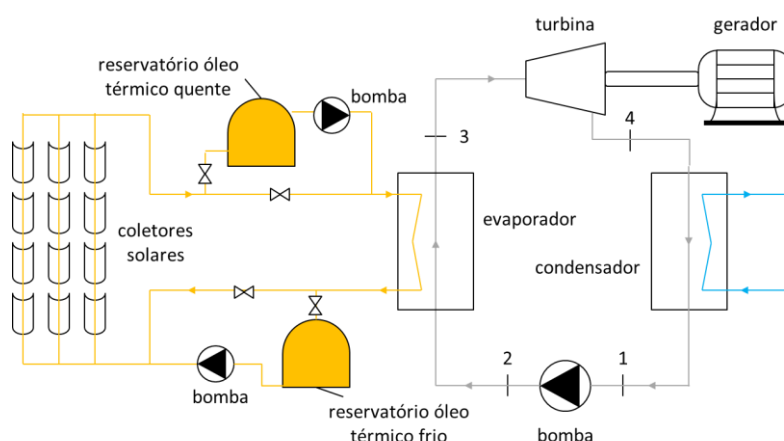
O ciclo Rankine orgânico aparece como uma alternativa para aproveitamento de energia solar em aplicações de potências pequenas a médias – inferiores a 10 MW –, como sistemas desconectados da rede elétrica e geração descentralizada (CHACARTEGUI *et al.*, 2015). Vélez *et al.* (2012) endossaram a vantagem de ciclos Rankine orgânico sobre SRCs com aplicação solar; devido às altas pressões e temperaturas envolvidas em SRCs, a instalação necessita ser de capacidade elevada (30-80 MWe) para ser financeiramente viável, e a área requerida para coletores é proporcionalmente maior que a necessária para ciclos Rankine orgânico: instalações típicas de SRC solares possuem capacidade instalada de 50 MWe e cobrem 2 km² de área, enquanto que uma planta 1 MWe funcionando com ciclo Rankine orgânico necessita de 0,01 km².

Esse último valor de área é coerente com os valores obtidos por Delgado-Torres e García-Rodríguez (2010), que analisaram vinte candidatos a fluido de trabalho orgânico e

quatro diferentes tipos de coletores solar estacionários – placa plana (*flat plate*), tubo a vácuo em placa plana (*evacuated tube flat plate*) e parabólico composto (*compound parabolic*) –, em geração direta de vapor ou com utilização de fluido intermediário de transporte térmico, para usina solar funcionando com ciclo Rankine orgânico e acoplada a um sistema de dessalinização de água por osmose reversa. Segundo os autores, a área necessária para coletores solares está na faixa de 10-26 m²/kW, dependendo do fluido de trabalho, da arquitetura do sistema e do tipo de coletor solar.

A Fig. 2.35 ilustra o princípio de funcionamento de um sistema funcionando a ciclo Rankine orgânico acoplado à fonte térmica solar, com fluido intermediário de transporte de calor e dois tanques de armazenamento de fluido: um tanque para armazenar fluido de transporte de calor aquecido para utilização em períodos com irradiação solar insuficiente, e um tanque para armazenar fluido de transporte de calor resfriado após transferir calor ao ciclo de potência.

Figura 2.35 – Representação esquemática de um sistema a ciclo Rankine orgânico com fonte térmica solar, óleo térmico para transporte de calor e dois tanques de armazenamento de óleo térmico.



Fonte: o autor.

A Tab. 2.8 relaciona o tipo de coletor de energia solar com as faixas de temperaturas típicas do fluido (de trabalho ou intermediário) na saída desses coletores, e as tecnologias de

conversão mais adequadas para aplicação, e a Tab. 2.9, a razão de concentração de cada tipo de coletor solar e suas faixas indicativas de temperatura.

Os dados das faixas de temperatura da Tab. 2.8 estão coerentes com os dados apresentados na Tab. 2.9, que, além das faixas de temperaturas típicas de fluidos na saída dos coletores, apresenta a razão de concentração solar de cada tipo de coletor. Os coletores simples apresentam razão de concentração unitária, uma vez que não concentram a luz solar; o disco parabólico e a torre solar podem ter razões de concentração solar superiores a 1.000.

Tabela 2.8 – Temperaturas de saída típicas de coletores solares e suas tecnologias de conversão.

Tipo de coletor	Temperatura [°C]	Tecnologia de conversão
Reservatório (<i>pond</i>)	70-90	ORC
Coletores simples		
Placa plana (<i>flat plate</i>)	< 150	ORC/calor
Tubo a vácuo (<i>evacuated tube</i>)	90-200	ORC/calor
Concentradores solares		
Calha parabólica (<i>parabolic trough</i>)	200-450	ORC/SRC/Brayton
Refletor Fresnel (<i>Fresnel reflector</i>)	100-400	ORC/SRC/Brayton
Disco parabólico (<i>parabolic dish</i>)	750	SRC/Stirling/Brayton
Torre solar	1.000	SRC/Brayton

ORC: ciclo Rankine orgânico

Fonte: adaptado de Islam *et al.* (2018), Reddy *et al.* (2013) e Zhai *et al.* (2016).

Tabela 2.9 – Razão de concentração solar e faixa indicativa de temperaturas típicas na saída de coletores solares.

Tipo de coletor	Razão de concentração	Faixa indicativa de temperatura [°C]
Placa plana	1	30-80
Tubo a vácuo	1	50-200
Parabólico composto	1-5	60-324
Linear Fresnel	10-40	60-250
Calha parabólica	10-85	60-400
Disco parabólico	600-2.000	100-1.500
Torre solar	300-1.500	150-2.000

Fonte: adaptado de Kalogirou (2014).

Observa-se que o ciclo Rankine orgânico tipicamente não é acoplado a coletores que podem promover aquecimento de fluidos a temperaturas superiores aos 400 °C; ou seja, em coletores do tipo disco parabólico e torre solar.

2.4.4 Recuperação de calor residual

Na literatura, a definição mais comum para calor residual é de calor originado na queima de combustíveis ou em outro processo térmico e que, por não ser utilizado diretamente no processo para o qual foi gerado, é rejeitado ao meio ambiente.

Porém, Bendig, Maréchal e Favrat (2013) definem “calor residual” como a soma da exergia disponível em um processo depois de feita análise *pinch* e integração de processos e correntes térmicas. Segundo os autores, que diferenciam excesso de calor evitável de inevitável, essa definição se faz necessária na medida em que a recuperação de calor interna compete por investimentos com outras técnicas de reaproveitamento de energia. De fato, para fazer integração térmica, eventualmente, é necessário alterar equipamentos industriais já existentes, tais como trocadores de calor, tubulação e bombas. Esse custo deve ser levado em consideração. Essas análises não são escopo do presente trabalho; assim, a definição menos rigorosa e mais usual de “calor residual” será utilizada, sem perda por generalização.

As fontes mais comuns de calores residuais são gases e líquidos quentes de processos industriais e gases de exaustão de motores de combustão interna e de turbinas a gás.

As áreas de aplicação de ciclos Rankine orgânico em recuperação de calor residual são bastante variadas, podendo compreender centrais de potência, processos produtivos industriais, meios de transporte, entre outros (PIRES, 2014).

A Tab. 2.10 ilustra as faixas de temperaturas típicas de fontes de calor residual, diferenciando categorias de temperaturas baixas (inferiores a 230 °C), médias (compreendidas entre 230 °C e 650 °C) e altas (superiores a 650 °C).

Tabela 2.10 – Faixas de temperaturas e fontes de calor residual.

Categorias das fontes de calor	Fontes de calor	Temperatura [°C]
Temperaturas altas (> 650 °C)		
	Resíduos sólidos	650-1.000
	Incineradores de fumo	650-1.450
	Fornalha de refinamento de níquel	1.370-1.650
	Fornalha de derretimento de vidro	1.000-1.550
	Fornalha de refinamento de alumínio	650-750
	Fornalha reverberatória de cobre	900-1.100
	Fornalha de refinamento de cobre	760-815
	Fornalha de refinamento de zinco	760-1.100
	Estufa de secagem de cimento	620-730
	Plantas de hidrogênio	650-1.000
Temperaturas médias (230-650 °C)		
	Exaustão de caldeira de vapor	230-480
	Exaustão de turbina a gás	370-540
	Fornos de secagem e cozimento	230-600
	Exaustão de motores alternativos (<i>reciprocating</i>)	315-600
Temperaturas baixas (< 230 °C)		
	Condensação de vapor	50-90
	Água de resfriamento de:	
	Motores à combustão interna	66-120
	Processamento de líquidos e sólidos quentes	32-232

Fonte: adaptado de Tchanche *et al.* (2011).

Aplicações em ciclos combinados de potência são maneiras de se aumentar tanto a geração de potência/eletricidade quanto a eficiência energética do sistema. Yan *et al.* (2013) analisaram a integração de um ciclo Rankine orgânico a um sistema composto por uma célula a combustível do tipo SOFC e uma turbina a gás, em que os produtos da reação da célula a combustível sofrem combustão e movimentam a turbina a gás, saindo à temperatura de 717 °C; em seguida, esses gases preaquecem correntes de fluidos na entrada da célula a

combustível, e, no final, ainda apresentam uma temperatura de 218 °C, o que permite acoplar um ciclo Rankine orgânico que tem como fluido de trabalho R123 entrando na turbina a vapor a 171 °C e 15 bar.

Algumas indústrias, como de cimento, aço e refinarias de petróleo consomem grande quantidade de energia e ainda rejeitam ao ambiente grande parte desse calor, cerca de 20 a 50% (MACCHI; ASTOLFI, 2017).

Wang *et al.* (2015) analisaram a integração de um ciclo Rankine orgânico a uma planta típica de cimento da China, de onde, segundo o trabalho, foi feito em torno de 60% de todo o cimento do mundo em 2012, e concluíram que o ar de refrigeração dos fornos saindo a 220 °C e à vazão mássica de 43,02 a 82,73 kg/s poderiam fornecer calor para acoplar ciclos com potências de 911,3 a 1029,91 kW, dependendo do fluido de trabalho. Ramirez *et al.* (2017) descreveram uma planta piloto instalada em uma indústria de aço localizada em Brescia, na Itália, cujo objetivo era a recuperação de calor residual a partir dos gases de exaustão do processo de derretimento de aço a temperaturas superiores a 500 °C, através de um ciclo Rankine orgânico que faz uso de hexametildisiloxano – um óleo de silicone tóxico e inflamável – como fluido de trabalho e de vapor de água como fluido intermediário a fim de produzir 1,3 MWe de potência líquida para consumo interno.

Barrera, Bazzo e Kami (2015) investigaram os efeitos da integração de um ciclo Rankine orgânico a ciclopentano como fluido de trabalho em uma plataforma flutuante de petróleo *offshore* brasileira e concluíram que seria possível uma redução de 15-20% no consumo de energia por barril de petróleo ao recuperar calor rejeitado pela exaustão de turbinas a gás e de processos relacionados à combustão²; Jung, Krumdieck e Vranjes (2014) mostraram através de um modelo numérico de um ciclo Rankine orgânico (com verificação de

² Os autores relatam que as correntes de calor rejeitado em plataformas *offshore* alcançam temperaturas acima dos 650 °C, o que permitiria o uso de ciclo de Rankine convencional; no entanto, a estrutura de muitas plataformas já construídas impõe restrições em relação a peso e espaço ocupado, limitando a aplicação de SRC.

oito possíveis fluidos de trabalho, sendo seis fluidos puros e duas misturas) e um modelo financeiro que a instalação de um ciclo Rankine orgânico com potência de 250 kW era técnica e economicamente viável, com taxa interna de retorno e período de *payback* considerados razoáveis, em uma refinaria de petróleo para recuperar calor de uma das possíveis fontes térmicas: a fração de querosene que sai da coluna de destilação dentro da faixa de temperatura de 105 a 140 °C.

Sung e Kim (2017) propuseram a utilização de vapor e de água quente como fontes de calor para um ciclo Rankine orgânico, conforme sua disponibilidade na indústria. Um sistema funcionando a R245fa, originalmente projetado para utilização de água quente a 140 °C, foi testado com ambas as fontes e, apesar das diferenças em suas características, como temperatura e coeficiente de transferência de calor no evaporador, o sistema apresentou bons resultados sem necessitar de maiores alterações em sua configuração; a atenção ficou por parte do controle do sistema quando operado em modo de vapor.

Singh e Pedersen (2016) revisaram e compararam diferentes tecnologias para recuperação de calor em aplicações navais, considerando faixas da fonte de calor e combinação de diferentes tecnologias, e destacaram o potencial do uso de ciclos Rankine orgânico para aumento da eficiência energética, principalmente em calor de qualidades baixa e média; Nielsen, Haglind e Larsen (2014) simularam a adoção de um ciclo Rankine orgânico em um navio típico de operações em áreas costeiras, sujeitas a legislações mais rígidas envolvendo emissões de gases de enxofre, e discutiram os benefícios dessa modificação, concluindo que um ciclo Rankine orgânico a R245fa poderia produzir 270,1 kW de potência, representando um aumento de 32,9% na potência total gerada e uma melhoria de 2,6% na eficiência energética; Grljušić, Medica e Račić (2014) modelaram a aplicação de um ciclo Rankine orgânico a R245fa supercrítico em uma instalação de potência de um navio,

funcionando em cogeração com recuperação de calor residual, destacando a economia de combustível em relação ao mecanismo atual com as tradicionais turbinas a vapor de água.

De la Fuente, Roberge e Greig (2017), por sua vez, além de destacar as vantagens da aplicação de ciclos Rankine orgânico em navios em relação ao SRC, fizeram um contraponto em que a segurança da aplicação em que se utiliza hidrocarbonetos como fluido de trabalho deve ser observada, bem como as regulamentações vigentes para o setor; entretanto, explicaram que, de acordo com a revisão histórica realizada pelos autores, a ampla maioria dos acidentes marítimos relacionados a combustíveis foi causada não pela ignição de vapores mas por derramamento de líquido em contato com superfícies quentes (acima do ponto de auto ignição). Nesse caso, para prevenção de acidentes envolvendo o uso de hidrocarbonetos como fluido de trabalho, os autores expuseram que, aliando condições adequadas de ventilação a sistemas modernos de controle e detecção de incêndios e com agentes combativos de chama, a segurança da aplicação é garantida, de acordo com as regulamentações.

Os estudos envolvendo recuperação de calor residual em meios de transporte focam, principalmente, na frota pesada, em especial, marítima, possivelmente devido à ordem de grandeza tanto dos montantes envolvidos no gasto com combustível (diesel) quanto pelas emissões gasosas durante a queima de combustíveis fósseis, pelo potencial de recuperação de calor e também pela flexibilidade de alteração de componentes, sobretudo, devido ao impacto de adição de massa e de volume ao meio de transporte, além do fato de navios já realizarem geração de potência/eletricidade para acionamento de motores e componentes auxiliares.

No entanto, com a tendência de automação e de eletrificação de veículos terrestres (KPMG, 2019a, 2019b), inclusive de caminhões e de máquinas agrícolas, é possível se pensar em uma aplicação de ciclos Rankine orgânico não para aumento de potência do motor, mas

para geração de eletricidade para carregar baterias ou acionar motores elétricos auxiliares, como sistema de ar condicionado ou pneumático. É importante destacar que, para utilização da potência recuperada por um ciclo Rankine orgânico com finalidade de aumentar a potência do motor, a velocidade de rotação do expensor do ciclo Rankine orgânico precisa ser a mesma do eixo do motor, podendo representar uma condição de operação do ciclo a eficiências mais reduzidas (ZHAI *et al.*, 2016).

Usman *et al.* (2016) consideraram aspectos positivos e negativos da instalação de um sistema funcionando a ciclo Rankine orgânico em veículos da frota leve e concluíram que os efeitos são negativos em velocidades inferiores a 50 km/h, alcançando melhoria de desempenho máxima no veículo de 5,82% a uma velocidade de 100 km/h.

2.4.5 Conversão de Energia Térmica dos Oceanos (OTEC)

A temperatura dos oceanos varia não apenas de acordo com a latitude, mas também com a profundidade. A luz solar incidente sobre a superfície sofre espalhamento atenuação no sentido da profundidade dos oceanos devido à presença de material particulado; além disso, os efeitos de circulação de água – como vento, marés, correntes marítimas e a inserção de água doce proveniente dos rios –, que são menos pronunciados nas águas mais profundas, não sendo suficientes para misturar água a diferentes temperaturas e densidades, acabam por criar camadas estratificadas de temperatura, afetando processos físicos, químicos e biológicos dos oceanos (PAULSON; PEGAU, 2011).

Uma grande quantidade de energia solar é armazenada na forma de calor nas águas superficiais dos oceanos – Rajagopalan e Nihous (2013) estimaram capacidade de instalação de 30TW líquidos de potência. OTEC é o processo de aproveitamento dessa energia, em que um motor de calor – mecanismo que converte energia térmica em trabalho mecânico – opera

entre o gradiente térmico formado entre a água próxima à superfície, mais aquecida, e a água de camadas mais profundas, mais fria, podendo gerar eletricidade (AVERY; WU, 1994).

Charlier e Justus (1993) utilizaram a premissa de que existe consenso entre os estudiosos dessa aplicação de que é necessário haver uma diferença mínima de temperaturas de 20 °C para avaliar as regiões mais propícias para o aproveitamento dessa energia e concluíram que as áreas entre as latitudes 10°N e 10°S são as mais favoráveis, pois as temperaturas variam de 25-30 °C nas proximidades da superfície até 4-7 °C a 750-1.000 metros de profundidade, e esse gradiente térmico é praticamente constante ao longo do ano. Essas regiões compreendem a zona tropical e representam mais de 30 milhões de quilômetros quadrados.

De acordo com Avery e Wu (1994), as plantas OTEC podem ser *onshore* (montadas no solo), ou *offshore* (flutuantes ou plataformas ancoradas); também existem projetos alternativos, como uma “planta navio” para produzir combustíveis e outros produtos para navios, a serem distribuídos em portos. Os autores também ponderaram a viabilidade de se fazer a opção pelo tipo de planta OTEC, em que a opção *offshore* pode incorrer em maiores custos e em dificuldades de transmissão da eletricidade para o continente, destacando a opção pelo armazenamento em forma de energia química – hidrogênio, amônia ou metanol – para posterior geração de eletricidade via combustão ou célula a combustível. Wang *et al.* (2019) destacaram que ambas as montagens exigem um caminho de tubulação longo para se coletar água mais fria em profundidades maiores e levá-la para a planta OTEC, incorrendo em perdas de carga significantes.

Existem duas arquiteturas básicas para aproveitamento dessa energia térmica armazenada nos oceanos: o ciclo aberto, que vaporiza água do mar para mover turbina/gerador, e o ciclo fechado, que utiliza a expansão de um fluido de trabalho para mover

turbina/gerador. O ciclo híbrido é uma derivação dos ciclos anteriores e combina característica de ambos (SOTO; VERGARA, 2014). No ciclo aberto, água é o fluido de trabalho, e é vaporizada com a adoção de um tanque de *flash* com vácuo parcial precedido ou não por etapa de desaeração; após a passagem pela turbina, a água, livre de sal, pode ser condensada e utilizada nas cidades ou na agricultura (PELC; FUJITA, 2002); no ciclo fechado, a água aquecida das proximidades da superfície aquece o fluido de trabalho, que pode ser amônia ou um fluido orgânico (NITHESH *et al.*, 2016). O ciclo híbrido, por sua vez, combina a conversão de potência do ciclo fechado com a dessalinização de água do ciclo aberto: a água aquecida do oceano, após trocar calor com o fluido de trabalho passa por um tanque de *flash*, no qual o vapor fica livre do sal, e, em seguida, é condensado pela corrente de água mais fria das regiões mais profundas do mar, após condensar o fluido de trabalho (UEHARA; MIYARA; NAKAOKA, 1990).

Além dos ciclos Rankine (principalmente com água e amônia como fluidos de trabalho) e Rankine orgânico para geração de eletricidade, também foram propostas aplicações de outras rotas tecnológicas, como ciclos Kalina e Uehara (KOBAYASHI; JITSUHARA; UEHARA, 2004), TEG (JAYADEV; BENSON; BOHN, 1979) e PCM (WANG *et al.*, 2019).

Zhang *et al.* (2018) analisaram os problemas envolvidos na adoção de plantas OTEC, pontuando questões de projeto e de operação. As influências do clima e forças geológicas devem ser levadas em conta: regiões tropicais podem ter presença de efeitos climáticos como tufão e *tsunami*, podendo prejudicar a operação, sobretudo, de plantas flutuantes; plantas *onshore*, por sua vez, estão mais sujeitas a efeitos de terremotos e erupções vulcânicas, que poderiam danificar a tubulação de água mais fria montada sobre o fundo do oceano. A tubulação de água fria não é preocupação apenas das plantas *onshore*; devido ao longo

comprimento dessa linha, as forças hidrodinâmicas podem provocar vibrações e desgaste por fadiga em plantas *offshore*. Em relação ao ciclo de potência, devido ao pequeno gradiente térmico e às baixas pressões e temperaturas envolvidas, a eficiência da geração é baixa, na ordem dos 3%; mesmo com essa limitação, plantas OTEC são viáveis por conta de a energia disponível nos oceanos ser abundante e livre de custos de aquisição.

Além desses problemas, existem questões ambientais que precisam ser consideradas ao se avaliar a interação com o oceano, incluindo aumento da temperatura local das águas e dinâmica de correntes marítimas, aumento local de nutrientes – uma vez que as águas mais profundas são ricas em nutrientes como nitratos, fosfatos e silicatos, e, ao serem devolvidas a regiões menos profundas após resfriamento do ciclo de potência, podem alterar a composição físico-química das águas daquela profundidade –, favorecendo o aumento da concentração de fitoplânctons, base da cadeia alimentar marinha, o que pode provocar atração e reprodução de peixes. Atenção também deve ser dada ao controle químico e biológico, uma vez que substâncias tóxicas podem ser incorporadas aos organismos, sendo carregadas e transmitidas ao longo da cadeia alimentar, e aos riscos de acidentes e vazamentos para o oceano (AVERY; WU, 1994).

Considerando essas questões, Soto e Vergara (2014) propuseram a adoção de uma planta OTEC híbrida funcionando com amônia em ciclo Rankine para aumentar a geração de termelétricas que utilizam água do oceano para rejeitar calor em seu ciclo térmico e também produzir água dessalinizada; nesse trabalho, os autores utilizaram uma usina a carvão que produz 740 MW – a uma eficiência estimada em 34% – como estudo de caso, aumentando a capacidade de geração em 25-37 MW dependendo da estação do ano, e diminuindo a temperatura de retorno da água ao mar de 25 para 13 °C, mais próxima dos 15 °C da água da superfície local. Os autores também destacaram que essa combinação entre plantas

termelétricas e OTEC permite utilizar os benefícios dessa geração, inclusive, em locais onde as temperaturas das águas superficiais são menores.

Em linha semelhante, visando ao aumento da eficiência da planta OTEC, Aydin *et al.* (2014) analisaram duas possibilidades para o acoplamento de energia solar: preaquecimento da água aquecida da superfície do oceano, antes de trocar calor com o fluido de trabalho, ou superaquecimento do fluido de trabalho, antes de sua entrada na turbina. O fluido de trabalho escolhido foi R32, um fluido orgânico, devido à sua característica menos corrosiva, menos tóxica e mais adaptável a ciclos superaquecidos. Os autores avaliaram a influência da operação fora do ponto de projeto e concluíram que ambas as opções aumentam a potência líquida do ciclo de 20-25% em relação ao ponto de projeto da planta OTEC sem acoplamento de energia solar; no entanto, a opção pelo superaquecimento do fluido de trabalho é preferível devido à menor carga térmica exigida nos coletores solares, uma vez que a vazão mássica de água do mar é bastante elevada; essa opção eleva a eficiência da planta de 1,9% para 3%.

Faizal e Ahmed (2013) realizaram experimentos utilizando um ciclo Rankine orgânico funcionando com R134a, obtendo eficiências térmicas entre 0,8% e 1,5% a partir de água de 24 a 30 °C como fonte de calor e gradiente térmico entre 19,5 e 25,5 °C. Os autores concluíram que esses resultados estão de acordo com os apresentados pela simulação de Yamada, Hoshi e Ikegami (2009).

Nithesh *et al.* (2016) simularam e otimizaram uma turbina para aplicação em OTEC, tendo um ciclo Rankine orgânico como ciclo de potência operando a R22. O projeto é uma turbina de entrada radial para geração de 2 kWe, a partir de água aquecida a 29 °C e água fria a 7 °C, obtendo eficiência teórica de 2,7%.

A investigação de Wang *et al.* (2018b) incluiu não apenas simulação e otimização de um ciclo Rankine orgânico aplicado em OTEC, mas também aspectos econômicos, avaliando

o compromisso entre diminuição do custo da eletricidade (LCOE) e aumento da eficiência exergética. No trabalho, os fluidos orgânicos R717, R152a, R134a R227ea R600a e R601 foram considerados. A temperatura da água aquecida foi fixada em 28 °C, enquanto que a temperatura da água fria foi considerada uma variável entre os limites de 6 a 11 °C. Fixando a vazão mássica da água aquecida em 1.500 kg/s, avaliou-se o desempenho do ciclo operando com cada um dos fluidos em questão, em que os melhores resultados de eficiência exergética e custo da eletricidade (LCOE) foram obtidos para R717 (28,17% e 0,341 \$/kWh) e R601 (28,47% e 0,523 \$/kWh), em condições otimizadas. Os autores concluíram que existe um compromisso entre aumento da eficiência e diminuição de custo, em que ambos não podem ser maximizados.

2.4.6 Fontes de calor híbridas

Além da combinação de ciclos de potência na geração termelétrica, a combinação de fontes de calor (ou fontes híbridas) pode ser uma boa alternativa para reduzir o consumo de combustível (evitando custos operacionais e emissões de poluentes), para minimizar os efeitos transientes causados pela intermitência de fontes renováveis, como eólica e solar, ou mesmo complementar a geração de potência no caso de uma única fonte não ser suficiente para fornecer quantidade de calor necessária.

Powell *et al.* (2017) destacaram vantagens de se incluir a participação de fonte térmica solar em plantas termelétricas a carvão, gás natural, biocombustíveis e geotérmicas, solar fotovoltaica e eólica, dentre as quais, a redução de custos de capital ao compartilhar equipamentos entre as fontes de energia, o aumento na segurança do despacho de eletricidade, a operação flexível e o aumento de sinergia entre as tecnologias pela otimização de projeto e operação.

Sarkis e Zare (2018) compararam um ciclo Brayton funcionando a partir de biomassa gaseificada combinado com um ciclo Rankine e propuseram duas modificações nesse último: a adição de energia térmica solar para preaquecimento da água de alimentação da caldeira de recuperação e a troca de uma única turbina por duas turbinas, sendo uma de alta e outra de baixa pressão, além da adição de energia térmica solar entre as duas turbinas para geração direta de vapor. O estudo apresentou a conclusão de que, mesmo com diminuição das eficiências energética e exergética, a adição de energia solar aumentou a geração de potência pelo ciclo Rankine; no entanto, a modificação para geração direta de vapor resultou em diminuição do custo da geração de eletricidade (LCOE) para 74,95 \$/MWh em relação aos 79,34 \$/MWh do ciclo combinado funcionando apenas com biomassa, enquanto que a outra opção apresentou valor superior, 79,88 \$/MWh.

Oyekale *et al.* (2019), por sua vez, atentaram para benefícios técnicos e econômicos de se fazer *retrofit* em plantas heliotérmica já existentes – e, portanto, já dimensionadas para condição de operação apenas com fonte solar –, inserindo biomassa como fonte térmica. Parâmetros técnicos de uma planta operando na Itália serviram como referência para o estudo; essa planta funciona com tecnologia de concentradores solares do tipo linear Fresnel, ciclo Rankine orgânico com presença de recuperador de calor, bomba centrífuga multi estágio, turbina axial e gerador elétrico assíncrono, e sistema de armazenamento de energia, para entregar potência líquida de 629 kWe, com uma eficiência de 19,1% (PETROLLESE; COCCO; CAU, 2017). A análise mostrou que a integração da biomassa contribuiria para minimizar as dificuldades de controles dinâmicos com partida e parada da planta, dada a intermitência da fonte solar, aumentar a geração anual de eletricidade ao elevar o número de horas de operação da planta, e aumentar a eficiência da geração em 5 pontos percentuais, e que o investimento se pagaria em 1,4 ano.

Ao contrário, Zourellis *et al.* (2018), reportaram a integração de energia heliotérmica em uma planta existente de biomassa, com um ciclo Rankine orgânico como ciclo de potência, na Dinamarca. Com a tecnologia de coletores do tipo *parabolic trough*, é esperado que a planta híbrida seja capaz de fornecer 4 MWe com carga total, além de 2 MWt para um distrito industrial.

Pantaleo *et al.* (2017) conduziram investigação termoeconômica de uma planta híbrida solar/biomassa operando em ciclo combinado Brayton/Rankine orgânico. Uma caldeira a biomassa e o campo solar fornecem energia a uma turbina a gás de combustão externa, de onde o sai ar, ainda quente, para fornecer calor a um ciclo Rankine orgânico e a um distrito de aquecimento (CHP); o campo solar conta com armazenamento de energia térmica (TSE) e possui sal líquido como fluido de transporte de calor, capturado por concentradores do tipo *parabolic trough*. A modelagem termodinâmica foi realizada variando-se tamanho da área de concentração solar, níveis de armazenamento de energia e modo de operação fixo ou variável de combustão de biomassa. O sistema analisado é composto por 2,1 MWe (sendo 1,4 MWe vindos do ciclo Brayton e 0,7 MWe, do ciclo Rankine orgânico) e 0,96 MWt. O ciclo Rankine orgânico em questão apresenta recuperador de calor; entretanto, mais detalhes sobre o ciclo não estão disponíveis. Os resultados indicaram que, considerando os preços e valores praticados à época, na Itália, tanto para aquisição de biomassa e de equipamentos, quanto para venda de eletricidade por modal energético, isto é, de acordo com cada uma das fontes (no caso, solar e biomassa), a planta híbrida não seria economicamente viável em relação a plantas operando apenas com biomassa. Entretanto, de acordo com os autores, esses resultados poderiam ser significativamente diferentes caso fossem adotadas políticas de precificação que considerassem os benefícios da hibridação para inserção de fontes renováveis na matriz elétrica, e mudanças na programação e no gerenciamento da rede elétrica fossem realizadas.

Bellos e Tzivanidis (2018) apresentaram um ciclo Rankine orgânico movido por energia híbrida solar/calor residual e com a presença de um recuperador de calor. Foram investigados 4 fluidos orgânicos: tolueno, ciclohexano, MDM e *n*-pentano. A modelagem do campo solar contou com coletores do tipo *parabolic trough* e tanque de armazenamento de energia térmica considerando estratificação entre zonas térmicas do óleo, fluido de transporte de calor. Foram fixados alguns parâmetros do ciclo de potência, como as eficiências isoentrópicas do gerador, da turbina e da bomba, a temperatura de condensação do fluido orgânico, e a vazão mássica da fonte de calor residual. Limitando a pressão máxima do fluido orgânico a 90% da pressão crítica, variou-se a temperatura da fonte térmica de calor residual entre 150 e 300 °C, obtendo a área necessária para os coletores solares, o desempenho do ciclo Rankine orgânico (potência elétrica gerada e eficiência do ciclo), a eficiência do trocador de calor da fonte de calor residual e a eficiência do sistema. Os resultados apontaram para a máxima geração de eletricidade para um ciclo Rankine orgânico funcionando com tolueno e temperatura da fonte de calor residual em 300 °C; no entanto, para a menor temperatura considerada (150 °C), a máxima geração foi obtida pelo ciclohexano.

Zhou (2014) simulou e comparou a geração termelétrica de ciclos Rankine orgânico funcionando a partir de fontes solar, geotérmica e combinação entre elas, considerando ciclos subcríticos e supercríticos. Os resultados indicaram que a eficiência da planta híbrida com ciclo Rankine orgânico supercrítico supera a eficiência da planta híbrida com ciclo Rankine orgânico subcrítico se pelo menos 66% do fornecimento de energia for de origem solar, produzindo de 4 a 17 % mais eletricidade a partir dos mesmos recursos energéticos; além disso, as plantas híbridas produziram um máximo de 15%, utilizando ciclo Rankine orgânico subcrítico, e 19%, utilizando ciclo Rankine orgânico supercrítico, a mais de eletricidade do que as respectivas plantas funcionando apenas com fonte solar ou apenas com fonte geotérmica. O coletor solar é do tipo *parabolic trough*; o ciclo de potência possui recuperador

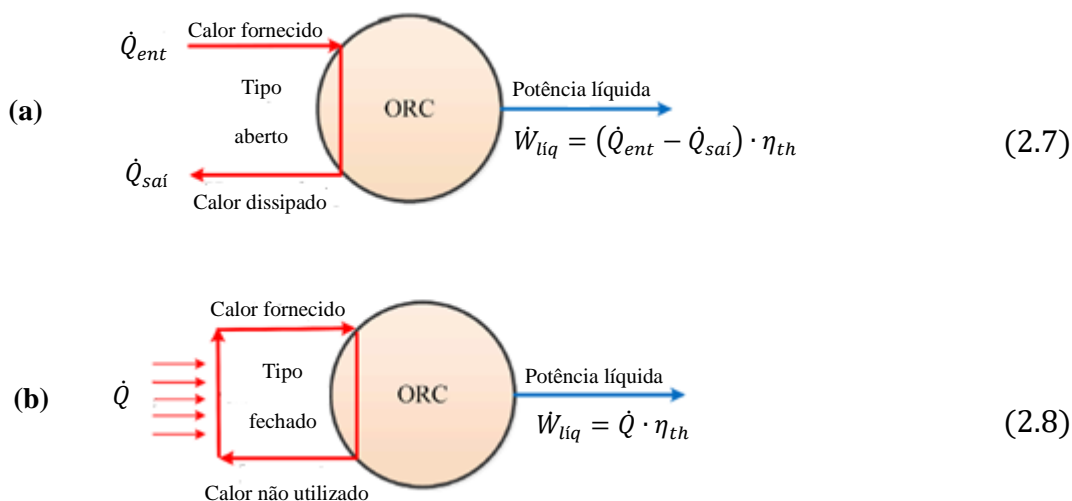
de calor e o fluido orgânico considerado foi o isopentano para produzir um máximo de potência líquida de 4.769 kW, com geração de 5.370 kW na turbina e consumo de 601 kW pela bomba.

2.4.7 Característica das fontes de calor

Zhai *et al.* (2016) analisaram as características de fontes de calor para ciclos Rankine orgânico e as classificaram em duas categorias (abertas ou fechadas), dependendo da maneira como ela se conecta com o sistema a ciclo Rankine orgânico, e em três tipos (A, B e C), de acordo com as características da capacidade calorífica e de temperatura de saída.

As fontes de calor abertas são aquelas em que ocorre a dissipação do calor no ambiente após sua utilização; as fontes fechadas não rejeitam calor no ambiente, operando em ciclo fechado. Essa relação é esquematizada pela Fig. 2.36.

Figura 2.36 – Diagrama esquemático de fontes de calor (a) aberta e (b) fechada.



Fonte: adaptado de Zhai *et al.* (2016).

Fontes do “tipo A” são aquelas com capacidade finita de calor e que não possuem limitações na temperatura de saída; fontes do “tipo B” possuem capacidade finita de calor e

limitações no valor de sua temperatura de saída, T_{min} ; por fim, fontes do “tipo C” possuem capacidade infinita de calor.

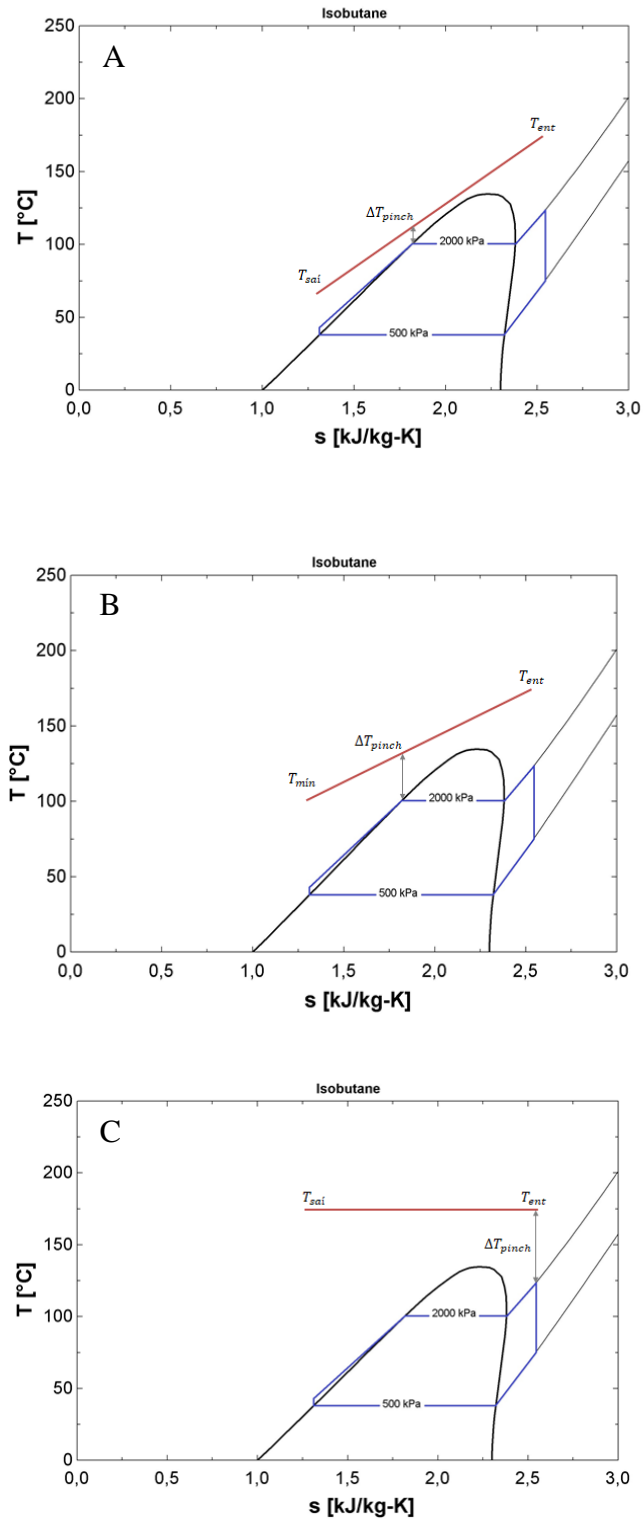
Fluxos de calor que não apresentem formação de substâncias químicas devido ao seu resfriamento podem ser considerados fontes de calor do “tipo A”, como água quente ou produtos de combustão livres de gases formadores de ácidos (rever seção 2.4.2). São exemplos de fontes do “tipo A” água quente oriunda de processos industriais, água ou ar provenientes do sistema de resfriamento de motores, produtos de combustão de gás natural ou de biogás purificado e reservatórios solares.

Limitações na temperatura de saída do calor da fonte quente podem ocorrer devido a problemas de corrosão ou reatividade química, como no caso de alguns gases ou produtos de combustão, ou por desempenho do sistema, como no caso de óleo térmico ser utilizado como fluido intermediário, em que sendo a viscosidade inversamente proporcional à temperatura, o trabalho requerido pela bomba de circulação desse fluido aumenta. Como exemplos de fontes do “tipo B” podem ser citados fluxos de gases produtos de combustão de combustíveis com presença de enxofre em sua composição e óleo térmico transportando calor de coletores solares até o sistema de potência.

Fontes do “tipo C” podem ser representadas por fluidos em mudança de fase, como vapor de água condensando durante transferência de calor.

A Fig. 2.37 exhibe o perfil de temperaturas da fonte de calor de acordo com seu “tipo” A, B ou C.

Figura 2.37 – Categorização termodinâmica de fontes de calor dos tipos A, B e C, de acordo com as definições de Zhai *et al.* (2016).



Fonte: o autor.

Observa-se que a temperatura de saída da fonte do “tipo A” pode ser tão baixa quanto o fenômeno de transferência de calor permita, diferentemente do perfil da fonte do “tipo B”, que é restringido por uma temperatura “mínima” da fonte térmica; já o perfil de temperaturas da fonte do “tipo C” se mantém constante. A Tab. 2.11 exemplifica algumas fontes de calor de acordo com seus “tipos” A, B ou C.

Tabela 2.11 – Fontes de calor e sua classificação.

Fonte de calor	Classificação
Calor residual de processos industriais	
Água quente	Tipo A
Fluxo de gás	Tipo B-aberta
Vapor de água	Tipo C
Calor residual de sistemas de potência	
<i>Motor de combustão interna</i>	
Circuito de refrigeração	Tipo A
Gases de exaustão	Tipo B-aberta
<i>Turbinas a gás</i>	
Gás natural ou biogás purificado	Tipo A
Óleo leve ou pesado	Tipo B-aberta
Geotérmica	Tipo B-aberta
Solar	
Coletores	Tipo B-fechada
Reservatórios	Tipo A
Biomassa	Tipo B-fechada

Fonte: adaptado de Zhai *et al.*(2016).

Conhecendo o tipo da fonte de calor, pode-se determinar a quantidade de calor disponível para ser convertida em trabalho útil, a temperatura máxima em que o fluido de trabalho pode alcançar e a confiabilidade da geração de potência/eletricidade baseada na disponibilidade de calor ao longo do tempo.

O calor pode ser introduzido ao ciclo por meio de convecção, radiação, ou combinação entre os mecanismos de troca térmica, devendo cada aplicação ser analisada individualmente.

No caso de fontes abertas, o calor introduzido no ciclo, a partir da Eq. (2.7), pode ser calculado como se segue:

$$\dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{saí} = \dot{Q}_{fonte} = \dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{2\emptyset} + \dot{Q}_{1\emptyset} \quad (2.9)$$

em que

$$\dot{Q}_{2\emptyset} = \dot{m}_q \cdot i_{lv} ; fonte tipo C \quad (2.10)$$

$$\dot{Q}_{1\emptyset} = \int_{T_{ent}}^{T_{saí}} \dot{m}_q \cdot c_p \cdot dT \quad (2.11)$$

Se c_p do fluido apresentar pequena variação na faixa de temperaturas considerada, a Eq. (2.11) pode ser reduzida para:

$$\dot{Q}_{1\emptyset} = \dot{m}_q \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{ent} - T_{saí}) ; fonte tipo A \quad (2.12a)$$

$$\dot{Q}_{1\emptyset} = \dot{m}_q \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{ent} - T_{mín}) ; fonte tipo B \quad (2.12b)$$

Fontes fechadas podem fornecer calor através de radiação ou da liberação de energia química. Dessa maneira, partindo da Eq. (2.8):

$$Radiação solar: \dot{Q} = A_{coletor} \cdot I \quad (2.13)$$

$$Biomassa: \dot{Q} = \dot{m}_{combustível} \cdot PCI_{combustível} \quad (2.14)$$

O poder calorífico superior (PCS) é o valor do poder calorífico inferior (PCI) mais a energia necessária para evaporar a umidade presente no combustível. Em instalações industriais, a temperatura dos gases de saída geralmente é maior que a temperatura de condensação; portanto, o calor latente de condensação não é utilizado nos cálculos de combustão (CORTEZ; LORA; GÓMEZ, 2008). Assim, define-se o PCI como métrica para referências de energia liberada pela combustão.

2.5 Dinâmica do sistema e técnicas de controle

Muitos trabalhos concentram-se em modelagens e análises de ciclos Rankine orgânico considerando apenas o regime permanente, mas, de acordo com Quoilin *et al.* (2011b), o modelo estático tradicional é incapaz de prever o comportamento transiente em um ciclo com variações nos reservatórios térmicos (fontes quente e fria), operação com carga parcial e procedimentos de partida e de parada; assim, um modelo dinâmico se faz necessário para compreender esse comportamento temporal do ciclo sujeito a perturbações.

O fornecimento de calor pela fonte quente pode oscilar em fluxo e temperatura, bem como a temperatura da fonte fria, influenciando tanto a resposta do ciclo (afetando a eficiência, a energia produzida, o tempo de resposta e a condição de regime permanente) quanto a segurança de operação do sistema (se a temperatura do fluido na saída do evaporador for alta demais poderia degradar quimicamente o fluido orgânico e, se for baixa demais, poderia favorecer a formação de líquido durante a expansão, danificando o expensor). Assim, é importante que a análise dinâmica seja feita, pois, uma vez especificados os tipos e as dimensões geométricas dos componentes, o sistema precisará ser capaz de responder adequadamente às variações dos parâmetros de operação.

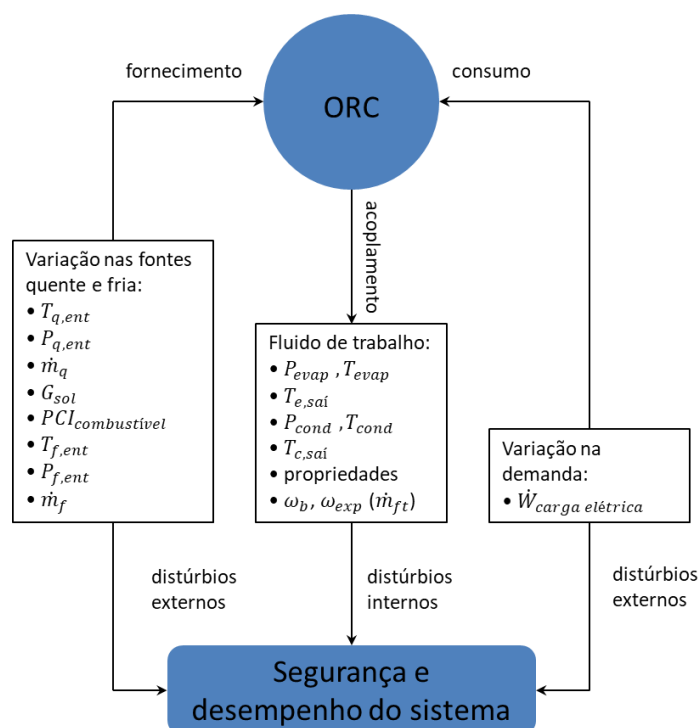
Além das variações térmicas a que um ciclo Rankine orgânico pode estar submetido, outra perturbação possível pode ocorrer no caso de o sistema estar conectado à rede elétrica: a variação na carga elétrica (WU *et al.*, 2015).

Durante a operação do sistema, pode haver oscilações de massa e/ou energia em seus componentes (volumes de controle); esse comportamento é chamado de regime transiente, em oposição ao regime permanente, em que os parâmetros não se alteram em função do tempo.

A modelagem do comportamento transiente do sistema depende das características dos componentes e das hipóteses e condições de contorno assumidas para seleção e aplicação das correlações mais adequadas.

A Fig. 2.38 ilustra a influência de distúrbios internos e externos em um sistema a ciclo Rankine orgânico.

Figura 2.38 – Representação esquemática da influência de distúrbios internos e externos em um sistema a ciclo Rankine orgânico.



Fonte: Adaptado de Zhang *et al.* (2019).

A presença de distúrbios no sistema pode levar a condições de operação em pontos fora de projeto, afetando a segurança e o desempenho do sistema. Assim, surge a necessidade de levar o sistema a um novo ponto de operação, com base na adoção de variáveis de manipulação e de variáveis de controle, escolhidas de acordo com o objetivo do sistema (ZHANG *et al.*, 2019). Após definida as condições de operação do ciclo e de fazer a análise transiente do sistema, é necessário adotar uma estratégia de controle do sistema.

Quoilin *et al.* (2011b) propuseram e compararam três diferentes estratégias de controle, preferindo o uso de controladores PI em vez de PID: temperatura de evaporação constante, temperatura de evaporação ótima e ajuste da velocidade da bomba.

Zhang *et al.* (2012) propuseram uma estratégia de controle baseada em um regulador quadrático linear com um controlador PI para promover a operação adequada de um ciclo Rankine orgânico para recuperação de calor residual em condições de operação transiente e em regime permanente, modelando e simulando a operação de um sistema sujeito a alterações em suas condições de operação.

Jin, Gao e Zhu (2017) escreveram que a resposta do sistema não depende apenas dos componentes adotados, mas também da atuação do sistema de controle. Os autores utilizaram diferentes formas de controle para analisar a vazão mássica no condensador; as estratégias de controle utilizadas envolveram modo de controle e pressão de operação. Duas técnicas de controle foram utilizadas: na primeira, o ajuste da temperatura na saída do evaporador é feito através da variação da velocidade do rotor da bomba do fluido de trabalho e a pressão na entrada do expensor é regulada pela abertura de uma válvula localizada na entrada desse componente; na segunda, a temperatura na saída do evaporador é controlada pela abertura da válvula localizada antes da entrada do expensor e a pressão na entrada do expensor, pela velocidade da bomba do fluido de trabalho. Em ambas as estratégias, um controlador do tipo PI foi utilizado. Em seguida, os autores combinaram ambas as estratégias com a definição do controle de pressão de duas formas, quais sejam, pressão de operação fixada e variável, totalizando a análise de quatro formas de controlar o sistema.

Badescu *et al.* (2019) avaliaram a recuperação de calor através de um ciclo Rankine orgânico a partir dos gases de exaustão de um motor à combustão interna a Diesel em funcionamento variável e, de acordo com os testes realizados, mantendo-se constante a vazão

mássica do fluido de trabalho, quando o fluxo de calor no evaporador diminuiu, o sistema de recuperação de calor necessitou ser desligado a fim de evitar a formação de líquido na entrada do expensor e manter a segurança da operação. No entanto, baseado em uma estratégia de controle, o sistema pôde operar continuamente, variando-se a vazão mássica do fluido de trabalho ou a vazão da água de resfriamento no condensador. De acordo com os autores, na prática, essa estratégia poderia ser implementada pela adoção de controladores PID.

Por sua vez, Jiménez-Arreola, Wiedland e Romagnoli (2019) também analisaram a influência da variação da fonte quente a partir de um motor à combustão interna a Diesel, em um ciclo Rankine orgânico para recuperação de calor, e concluíram que, se os trocadores de calor forem bem projetados para englobar a inércia térmica, o sistema pode operar com evaporação direta do fluido de trabalho – sem a necessidade de um fluido intermediário de transporte de calor, o que reduz, no caso analisado, o peso e o volume do sistema em 88% e 70%, respectivamente – e sem nenhuma atuação de controle, de modo que o sistema absorva a variação da fonte quente dentro de uma determinada faixa sem afetar a segurança de operação.

Cao *et al.* (2019) realizaram testes em regimes permanente e transiente em um sistema que utilizava um expensor volumétrico (*screw*) e um gerador síncrono e analisaram o efeito de variações tanto de carga elétrica quanto térmicas nas fontes quente e fria nos parâmetros de qualidade da eletricidade, quais sejam, frequência e tensão da geração, que dependem da velocidade angular do eixo do expensor. O controlador utilizado foi do tipo PI.

Em seu trabalho, Zhang *et al.* (2019) revisaram pesquisas envolvendo distúrbios internos e externos, destacando as variáveis manipuladas, as variáveis de controle e os objetivos envolvidos nesse controle, e apontaram desafios envolvendo correlações de acoplamento entre as variáveis manipuladas e as variáveis de controle, pois as perturbações podem acontecer de

diversas formas, de acordo com a aplicação (fonte de calor), e levam o sistema a condições de operação fora do ponto de projeto, e, também, que as conclusões dessas pesquisas são afetadas significativamente por erros de modelagens e imprecisões, uma vez que os modelos dinâmicos focam nas aplicações, e não nas validações dos modelos. Além disso, os autores expuseram que os experimentos realizados nas pesquisas por eles revisadas foram insuficientes para indicar o comportamento dinâmico e que se concentraram mais em detectar entrada do sistema em regime permanente e em comparações entre algoritmos de controle.

2.6 Comparação entre ciclos Rankine convencional e orgânico

As principais diferenças entre ciclos Rankine convencional e orgânico são a necessidade de superaquecimento, a complexidade de equipamentos e do ciclo, e a eficiência.

2.6.1 Necessidade de superaquecimento

O uso de água (um fluido úmido) como fluido de trabalho traz os seguintes problemas: necessidade de superaquecimento para prevenir condensação durante a expansão, riscos de erosão nas pás da turbina, pressão elevada no evaporador e turbinas complexas e caras (TCHANCHE *et al.*, 2011). Os fluidos mais indicados para um ciclo Rankine orgânico são do tipo seco ou isoentrópico (rever seção 2.2), que, após expansão a partir do estado de vapor saturado, permanecem no estado de vapor saturado (fluido isoentrópico) ou superaquecido (fluido seco); assim, não necessitando de superaquecimento para evitar a região bifásica durante a expansão.

2.6.2 Complexidade de componentes

Devido às temperaturas e às pressões praticadas em ciclos Rankine orgânico serem substancialmente inferiores às utilizadas em ciclos Rankine convencional, os equipamentos utilizados possuem menores exigências em relação à especificação de materiais e à segurança. Além disso, as diferenças de entalpia às quais os fluidos orgânicos estão sujeitos também são bem menores que as da água, assim como as vazões volumétricas, permitindo que os equipamentos utilizados em ciclos Rankine orgânico sejam mais simples e compactos que os de SRCs.

2.6.3 Complexidade do ciclo

As pressões de condensação usualmente adotadas em SRC são subatmosféricas, necessitando de um sistema de desaeração; ciclos Rankine orgânico, por sua vez, podem ser projetados com fluidos orgânicos condensando a pressões superiores à atmosférica. Além disso, também é comum a adoção de torres de resfriamento ou de piscinas *spray* em SRC para rejeição de calor do ciclo (REIN, 2013).

2.6.4 Eficiência

A eficiência de um ciclo Rankine é proporcional ao “vão térmico” em que opera; ou seja, depende das temperaturas de evaporação e de condensação. Como os vãos térmicos de SRCs são maiores que os de ciclos Rankine orgânico, são esperadas maiores eficiências para o ciclo Rankine convencional.

Esse fato pode ser verificado qualitativamente através da análise da Eq. (2.15), que representa o cálculo da eficiência do ciclo reversível de Carnot, considerando o “vão térmico” formado entre a temperatura da fonte fria, T_f , e a temperatura da fonte quente, T_q .

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q}; [T] = K \quad (2.15)$$

Tabela 2.12 – Comparação entre as vantagens de ciclos Rankine orgânico e ciclos Rankine convencional.

Vantagens do ciclo Rankine orgânico	Vantagens do ciclo Rankine convencional
Eficiente com fontes de calor de temperaturas baixas e médias (< 370 °C) ou potências baixas e médias (< 2 MW)	Maiores potências geradas e maior eficiência
Equipamentos menores e mais simples	Fluido de trabalho de alta disponibilidade, baixo custo, não agride o meio ambiente, quimicamente estável, não tóxico e não inflamável
Sem necessidade de desaeramento do sistema	Baixo consumo de bomba em relação à potência gerada
Pressão de evaporação inferior	
Pressão de condensação mais elevada	
Sem necessidade de superaquecimento	
Sistema modular e sem necessidade de operador	
Menores custos e necessidades de manutenção	

Fonte: o autor.

2.7 Plantas de geração a ciclo Rankine orgânico pelo mundo

Tartière e Astolfi (2017) coletaram dados de mais de 705 projetos, com 1.754 unidades baseadas em ciclos Rankine orgânico instaladas pelo mundo, totalizando uma capacidade de 2.701 MW. Os autores atribuíram esse montante como sendo representativo de 98,1% da potência instalada sob a rota tecnológica a ciclo Rankine orgânico, uma vez que algumas empresas não publicaram seus dados e tampouco quiseram participar da pesquisa realizada pelos autores.

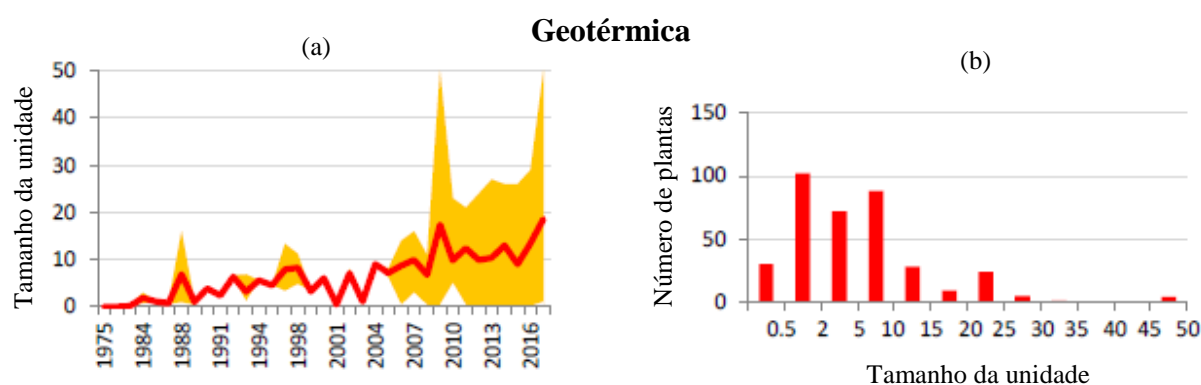
A Fig. 2.39 traz o levantamento de plantas baseadas em ciclo Rankine orgânico instaladas, de acordo com a aplicação, considerando as principais fontes. As áreas coloridas das Figs. 2.39a, 2.39c e 2.39e definem os tamanhos máximo e mínimo das unidades instaladas em cada ano, de 1975 a 2016, enquanto que as linhas do gráfico representam a média das unidades instaladas. Os gráficos em barra das Figs. 2.39b, 2.39d e 2.39f mostram a distribuição do número de plantas de acordo com potência instalada.

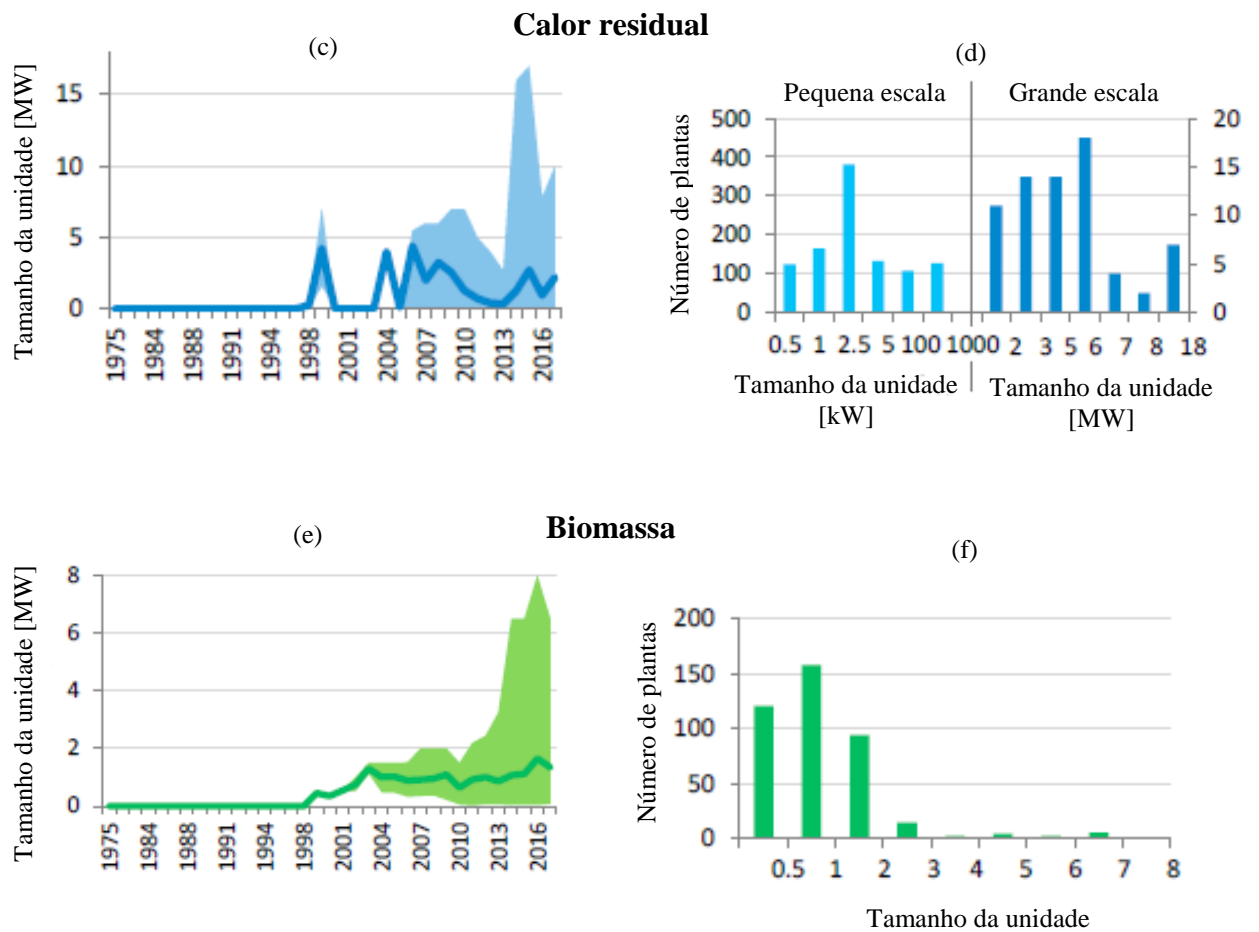
De acordo com essa pesquisa, fontes geotérmicas são responsáveis pela maior parte da potência instalada de sistemas a ciclo Rankine orgânico, totalizando 74,8% da capacidade instalada no mundo (2.021 MW); entretanto, o número de plantas instaladas ainda é relativamente baixo: 337.

Na sequência, aparecem as plantas para recuperação de calor residual, cujo mercado ainda está em estágio inicial, representando 13,9% da potência instalada (376 MW), com 1.073 plantas e as plantas à biomassa, respondendo por 11% (301 MW) da potência instalada, e 332 plantas. A participação de aplicações de sistemas a ciclo Rankine orgânico com concentradores solares é desprezível por conta do alto investimento dos coletores.

Os autores mapearam geograficamente as instalações e concluíram que os EUA têm a maior parte da potência instalada devido à participação de fontes geotérmicas, também presentes na Turquia e na Nova Zelândia. EUA, China e Canadá se destacam na recuperação de calor residual, e Alemanha, Austria, Itália e Canadá, em biomassa.

Figura 2.39 – Ao topo, evolução do tamanho das unidades a ciclo Rankine orgânico, de acordo com a aplicação: (a) e (b) fonte geotérmica, (c) e (d) calor residual e (e) e (f) biomassa.





Fonte: adaptado de Tartière e Astolfi (2017).

2.8 Estimativas de custos

Estimativa de custos é o processo preditivo utilizado para quantificar e precificar os recursos necessários para o escopo de uma determinada opção de investimento, atividade ou projeto (Association for the Advancement of Cost Engineering International - AACE International, 2019). A estimativa de custos de projetos de capital consiste em dois grandes grupos: custos diretos (como equipamentos permanentes, materiais, mão-de-obra e outros fatores envolvidos na fabricação, construção e montagem de uma instalação permanente) e custos indiretos (outros que não são custos diretos; ou seja, não são de característica

permanente, mas são necessários para a viabilização da instalação, como gerenciamento do projeto, taxas, impostos e seguros) (NELSON *et al.*, 1983).

Esta seção não tem por objetivo entrar em detalhes específicos de finanças e contabilidade, diferenciando termos técnicos, mas de oferecer apenas uma referência do custo de sistemas a ciclo Rankine orgânico.

Em relação a um sistema a ciclo Rankine orgânico, os custos envolvidos na aquisição de componentes dependem da tecnologia adotada, dos materiais construtivos, das faixas de pressões e temperaturas de operação, de parâmetros característicos, da escala do sistema, e de outros fatores, como moeda e impostos, como se observa nos trabalhos a seguir.

Schuster *et al.* (2009) investigaram a aplicação de um ciclo Rankine orgânico a um sistema de dessalinização de água por osmose reversa e estimaram que um sistema de 35 kWe custaria 131 k€; incluindo custos de manutenção e de seguro, o custo específico do sistema seria de 3.755 €/kWe.

Quoilin *et al.* (2011a) estimaram o custo de componentes e de sistemas de potências inferiores a 5 kW e que utilizam expansores volumétricos. A estimativa do custo de expansores considerou o custo de compressores *scroll* utilizados em refrigeração, corrigido por um fator para englobar a diferença de maturidade tecnológica entre os compressores, amplamente utilizados, e os expansores volumétricos, em desenvolvimento e utilizados em menor escala. Com isso, os autores realizaram análise termoeconômica para ciclos sob diferentes fluidos e parâmetros de operação e destacaram que o ponto de operação referente à máxima potência não corresponde ao menor custo específico de investimento (custo por kW); o sistema de custo específico otimizado foi obtido para o *n*-butano, produzindo potência líquida de 4,2 kW, com 4,47% de eficiência e com custo específico de 2.136 €/kW.

Marques (2014) avaliou o potencial de aplicação de sistemas a ciclo Rankine orgânico na indústria portuguesa, e revisou estimativas de investimentos totais em sistemas a ciclo Rankine orgânico, reportando valores de 1.650-3.500 €/kW para sistemas de potências de até 165 kWe, e 3.000-500 €/kW para sistemas de potências entre 165-10.000 kWe.

Gazet *et al.* (2015) referenciam sistemas de 20-100 kW com custos na faixa de 1800-3000 €/kW, dependendo do tamanho e dos componentes.

Sotomonte (2015) analisou os custos, no Brasil, de projetos de sistemas a ciclos Rankine orgânico aplicados a uma fonte de calor de 200 °C, considerando investimentos, impostos, custos de operação e de manutenção, relatando a dificuldade em encontrar análises de investimento detalhadas para sistemas térmicos baseados em ciclos Rankine orgânico na literatura. Os valores obtidos para capital fixo de investimento (incluindo equipamentos, materiais e mão-de-obra) de 4,4-9 milhões de dólares para sistemas de potências elétricas dentro da faixa de 1.490-1.860 kW. Os custos são estimados com base em correlações matemáticas não lineares em função da área de transferência de calor, no caso de trocadores de calor, e de potência gerada, no caso de turbinas, ou potência consumida, no caso de bombas.

Panesar (2016) avaliou o custo de sistemas de 10-100 kW, chegando a valores na faixa 1.792-2.906 \$/kW (potência líquida) para sistemas funcionando com tolueno, MM e suas misturas, em temperaturas em torno de 200 °C; esses valores, de acordo com o autor, concordam em 10-20% com os valores referentes a sistemas aplicados a fontes de calor com temperaturas inferiores a 200°C. O autor indica que o parâmetro potência líquida por área de transferência de calor pode não ser adequado para indicador de custo para aplicações em que o fluido de trabalho opere em altas temperaturas, sendo mais adequado para sistemas em larga escala e que utilizem calor de temperaturas inferiores. Os custos do conjunto turbina/gerador e

do condensador foram os maiores em relação ao custo total dos sistemas: 42-51% e 23-29%, respectivamente.

Moreira e Arrieta (2019) estudaram a aplicação de ciclos Rankine orgânico na recuperação de calor residual de uma indústria de cimento, considerando ciclos simples e regenerativos funcionando com fluidos secos e isoentrópicos. Os custos estimados estão entre os valores 2.250-4.300 R\$/kW referentes à produção de 4.000-9.000 kW em uma planta com capacidade de produção de 3.000-6.000 t/dia de escória (*clinker*); os autores reportaram estimativa de geração de 80 MW no setor de cimento do Estado de Minas Gerais, o que seria responsável pela redução de 221.069 kgCO₂/ano. Os valores foram calculados em Dólar e convertidos em Real, pela relação 3,2585 R\$/US\$.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Esta seção descreve a metodologia e as equações para o estudo termodinâmico utilizado como base de decisão para construção de uma bancada experimental de um sistema para ser avaliado em laboratório.

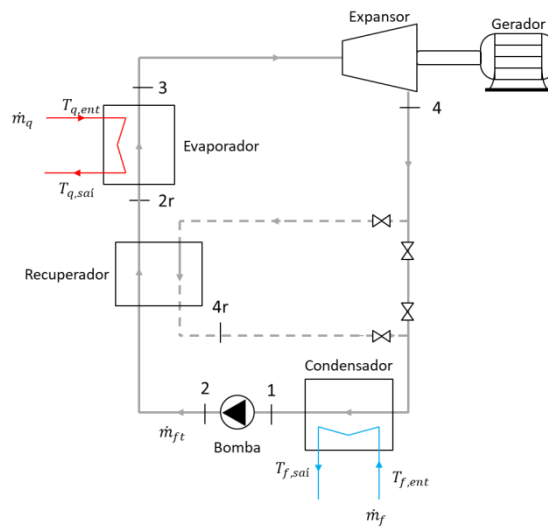
Tradicionalmente, a eficiência energética de ciclos Rankine orgânico é calculada pelo método numérico. Esse método é mais preciso; porém, não permite comparação direta (sem que se calculem os ciclos individualmente para cada situação) entre diferentes ciclos, nem diferentes condições de operação do ciclo, ou entre diferentes fluidos, uma vez que utilizam propriedades que são função, principalmente, de pressões e de temperaturas, resultando em equações não lineares.

Com objetivo de estabelecer essas comparações de maneira mais direta e sem precisar calcular valores caso a caso, foram propostos modelos analíticos para investigar os efeitos causados na eficiência térmica de ciclo pelo superaquecimento do fluido de trabalho, pela presença de um recuperador de calor e pelas escolhas tanto de temperaturas de condensação e de evaporação, quanto do fluido de trabalho.

Para tanto, um sistema funcionando a ciclo Rankine orgânico foi modelado através de dois métodos: numérico e analítico. O objetivo é analisar como decisões sobre os parâmetros de operação afetam o ciclo. Assim, o sistema foi considerado em regime permanente, com componentes modelados como volumes de controle e com parâmetros agrupados.

O sistema é composto, principalmente, pelos componentes³ representados na Fig. 3.1, e com faixa de operação limitada a temperaturas de condensação entre 20 °C e 60 °C e temperaturas de evaporação inferiores à temperatura crítica do fluido de trabalho (ciclo subcrítico).

Figura 3.1 – Diagrama esquemático do sistema a ciclo Rankine orgânico considerado.



Fonte: o autor.

3.1 Modelagem de um sistema a ciclo Rankine orgânico com solução numérica

Para modelagem termodinâmica de um ciclo Rankine orgânico representado pela Fig. 3.1, em regime permanente, as equações a seguir foram consideradas a partir da primeira e da segunda lei da termodinâmica.

³ Para funcionamento tanto de uma instalação real quanto de uma bancada experimental, outros componentes auxiliares, como bombas de água, filtros, medidores de vazão, manômetros, termopares e válvulas, são necessários, mas não estão representados na Figura 3.1 nem serão considerados nesta etapa.

3.1.1 Bomba

O trabalho introduzido no ciclo pela bomba pode ser determinado por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{ft} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot (i_{2s} - i_1)}{\eta_b} \quad (3.1)$$

$$\text{com } \eta_b = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1}$$

3.1.2 Recuperador de calor

Quando houver um recuperador de calor no ciclo, a taxa de calor trocada nesse componente é dada por:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_{ft} \cdot (i_{2r} - i_2) = \dot{m}_{ft} \cdot (i_4 - i_{4r}) \quad (3.2)$$

A efetividade do recuperador de calor é calculada como:

$$\varepsilon_r = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\dot{q}_r}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} \quad (3.3)$$

em que $\dot{q}_{m\acute{a}x} = \text{mín}(i_4 - i_{(P=P_4, T=T_2)}; i_{(P=P_2, T=T_4)} - i_2)$

3.1.3 Evaporador

A troca térmica entre o fluido de trabalho e a fonte de calor (fonte quente) pode ser determinada por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ft} \cdot (i_3 - i_{2r}) = \dot{m}_q \cdot (i_{q,ent} - i_{q,sai}) \quad (3.4a)$$

Se não houver recuperador,

$$i_{2r} = i_2 \rightarrow \dot{Q}_r = 0, \dot{Q}_e = \dot{m}_{ft} \cdot (i_3 - i_2) = \dot{m}_q \cdot (i_{q,ent} - i_{q,sai}) \quad (3.4b)$$

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_r + \dot{Q}_e \rightarrow \dot{Q}_e = \dot{Q}_{e,\varepsilon_r=0} - \dot{Q}_r \quad (3.5)$$

3.1.4 Expansor

O trabalho de eixo produzido durante a expansão pode ser determinado por:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{ft} \cdot (i_3 - i_4) = \dot{m}_{ft} \cdot (i_3 - i_{4s}) \cdot \eta_t \quad (3.6)$$

$$\text{com } \eta_t = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4s}}$$

3.1.5 Condensador

A troca térmica entre o fluido de trabalho e o fluido de refrigeração (fonte fria) pode ser determinada por:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ft} \cdot (i_{4r} - i_1) = \dot{m}_f \cdot (i_{f,saí} - i_{f,ent}) \quad (3.7a)$$

Se não houver recuperador,

$$i_{4r} = i_4 \rightarrow \dot{Q}_r = 0, \dot{Q}_c = \dot{m}_{ft} \cdot (i_4 - i_1) = \dot{m}_f \cdot (i_{f,saí} - i_{f,ent}) \quad (3.7b)$$

3.1.6 Gerador

A geração de trabalho pelo gerador também apresenta irreversibilidades; assim, a potência produzida por esse componente se escreve como:

$$\dot{W}_g = \dot{W}_t \cdot \eta_g \quad (3.8)$$

Neste trabalho, não serão abordadas discussões envolvendo tipos de geradores nem suas eficiências.

3.1.7 Resolução do sistema numérico de equações

O sistema de equações foi resolvido com auxílio do *software* EES (versão 2014), que utiliza o método de Newton-Raphson na resolução de sistemas não lineares e possui base de dados interna com propriedades termodinâmicas de diversos fluidos (KLEIN, 2012).

Para solução do sistema composto pelas Eqs. (3.1) a (3.7), em que propriedades termodinâmicas dos fluidos são variáveis do sistema, é necessário fornecer dois parâmetros de estado do fluido entre temperatura, pressão, volume específico, energia interna específica, entropia específica, entalpia específica e título mássico da mistura bifásica, para que o programa calcule as propriedades termodinâmicas necessárias para a resolução do sistema de equações.

3.2 Parâmetros de desempenho

Dois dos parâmetros mais utilizados na avaliação do desempenho de ciclos termodinâmicos, incluindo ciclos Rankine orgânico, são a eficiência energética ou térmica (primeira lei) e eficiência exergética (segunda lei) (BRAIMAKIS *et al.*, 2015).

3.2.1 Eficiência Energética

A eficiência energética, ou eficiência térmica, pode ser calculada através da razão entre potência líquida gerada e potência térmica fornecida ao ciclo:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e} \quad (3.9)$$

$$\eta_{th} = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{i_3 - i_{2r}} \quad (3.10)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q}; [T] = K \quad (2.15)$$

A Eq. (2.15) representa a eficiência de Carnot para um ciclo operando entre dois reservatórios térmicos, de temperatura quente T_q e temperatura fria T_f , idealmente constantes e uniformes.

Essa eficiência é conceitualmente referenciada como a máxima teórica possível para um ciclo de potência; porém, além das ineficiências devido às perdas de calor ou degradação de energia cinética, convertida em calor devido ao atrito, ocorrem ineficiências devido ao processo de transferência de calor entre o fluido de trabalho e os reservatórios térmicos, isso porque, para que a eficiência do modelo de Carnot fosse obtida, os processos isotérmicos precisariam ocorrer de maneira infinitamente lenta, de modo que se obtivesse uma diferença infinitesimal entre as temperaturas do fluido de trabalho e das fontes térmicas, o que representaria produção nula de potência, uma vez que um tempo infinito seria necessário para se realizar um trabalho finito; assim, na prática, para produção de potência não nula, os processos do ciclo são acelerados, o que requer um gradiente de temperaturas entre o fluido de trabalho e as fontes térmicas (CURZON; AHLBORN, 1975).

Schuster, Karellas e Aumann (2010) sustentaram que, em ciclos de potência, a temperatura da fonte fria se mantém praticamente constante, mas a temperatura da fonte quente diminui com o processo de transferência de calor para o fluido de trabalho, sendo necessário levar em consideração a temperatura média do calor transferido, o que aproximaria o ciclo Rankine (tradicional e orgânico) do comportamento de um ciclo trilateral (TRC).

Lecompte *et al.* (2015) analisaram essas diferenças entre ciclos ideais e ciclos reais, equacionando um ciclo reversível de Carnot acoplado a uma fonte de capacidade calorífica finita, representados na Fig. 3.2, obtendo, através de metodologia diferente, mesma relação

obtida por Curzon e Ahlborn (1975), representada pela Eq. (3.14). Nesse equacionamento, assume-se que a eficiência do ciclo real é uma fração da eficiência do ciclo de Carnot, conforme sequência a seguir:

A fração de calor recuperado da fonte pode ser dada por:

$$\eta_{frac,Carnot} = \frac{T_q - T_2}{T_q - T_f} \quad (3.11)$$

A eficiência térmica desse ciclo reversível de Carnot é, então, expressa por:

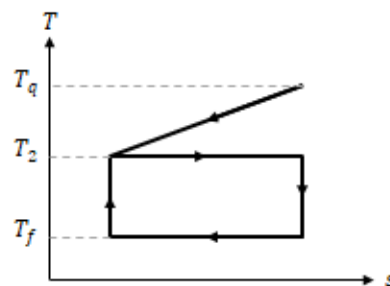
$$\eta^*_{Carnot} = \eta_{frac,Carnot} \cdot \eta_{Carnot} = \frac{T_q - T_2}{T_q - T_f} \cdot \left(1 - \frac{T_f}{T_2}\right) \quad (3.12)$$

Derivando a Eq. (3.12) em relação à variável T_2 e igualando a zero, obtém-se a máxima eficiência teórica do ciclo.

$$\frac{d}{dT_2}(\eta^*_{Carnot}) = 0 \rightarrow T_2 = \sqrt{T_q \cdot T_f} \quad (3.13)$$

$$\eta^*_{Carnot,max} = 1 - \sqrt{\frac{T_f}{T_q}} \quad (3.14)$$

Figura 3.2 – Ciclo reversível externo de Carnot acoplado a uma fonte de capacidade calorífica finita.



Fonte: adaptado de Lecompte *et al.* (2015).

Curzon e Ahlborn (1975) avaliaram que o resultado da Eq. (3.14) serve como um guia preciso para o desempenho observado de boas instalações de potência. É importante destacar que esse resultado deve ser entendido como um indicativo, uma vez que a eficiência observada do ciclo real pode ser maior que o resultado dessa equação, conforme referências reportadas por Curzon e Ahlborn (1975).

Contudo, a eficiência térmica considera apenas a primeira lei da termodinâmica; ou seja, balanço de energia, sem levar em conta a qualidade da energia e o seu potencial de conversão. Para esse fim, adota-se a eficiência baseada na exergia, ou eficiência da segunda lei. De acordo com DiPippo (2004), a eficiência exergética é o parâmetro mais adequado para comparar desempenhos termodinâmicos de usinas de potência.

3.2.2 Eficiência Exergética

Para análise da eficiência exergética e do cálculo de irreversibilidades do sistema, algumas observações são importantes: definição da origem de calor (única ou múltiplas fontes), “ponto morto” do sistema (referência arbitrada por valores de temperatura e pressão ambientes) e reversibilidade (ou irreversibilidade) do processo de transferência de calor da fonte quente para o sistema e do sistema para a fonte fria (WARK JR., 1994).

Define-se a eficiência exergética do ciclo como sendo energia recuperada (útil) dividida pelo fluxo de exergia, ou trabalho em potencial, fornecido ao sistema. Sendo o sistema considerado apenas com geração de potência, sem utilização de calor em cogeração:

$$\epsilon_{ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{E}_q} \quad (3.15)$$

O fluxo de exergia máximo que uma única fonte de calor a uma temperatura constante e uniforme T_q pode proporcionar é dado por:

$$\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_q}\right) \cdot \dot{Q}_{ent}; \dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_e \quad (3.16)$$

Substituindo a Equação 3.16 na Equação 3.15:

$$\epsilon_{ex,T_q} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\left(1 - \frac{T_0}{T_q}\right) \cdot \dot{Q}_{ent}} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}} \quad (3.17)$$

Nota-se, portanto, que a eficiência exergética pode ser entendida como o quanto que o ciclo de potência é eficiente em relação ao ciclo ideal de Carnot.

No entanto, a fonte de calor possui irreversibilidades e pode não transferir calor à temperatura constante e uniforme. Para tanto, duas modificações no cálculo da eficiência exergética são feitas: utilizando raciocínio análogo àquele utilizado para a eficiência de Carnot modificada, considerou-se, também, neste trabalho a análise da eficiência exergética modificada, resultando na Eq. (3.18a), e a eficiência exergética, sendo definida pela potência útil extraída do ciclo dividida pela exergia fornecida ao sistema, Eq. (3.15), resulta na Eq. (3.18b):

$$\epsilon_{ex}^* = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot,max}^*} \quad (3.18a)$$

$$\epsilon_{ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{m}_q \cdot (e_{ent} - e_{sai})} = 1 - \frac{\dot{E}_{d,tot}}{\dot{m}_q \cdot (e_{ent} - e_{sai})} \quad (3.18b)$$

sendo e a exergia específica de um fluido, e $\dot{E}_{d,tot}$ a taxa de destruição total de exergia do sistema.

A exergia específica pode ser calculada como:

$$e_n = i_n - i_0 - T_0 \cdot (s_n - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.19)$$

em que n é um subíndice para representar um estado genérico do fluido, i_0 e s_0 são, respectivamente, os valores de entalpia e entropia específicas avaliadas para o fluido no estado de “ponto morto”, T_0 é a temperatura do “ponto morto” na escala Kelvin [K], V é a velocidade do escoamento, g , a aceleração gravitacional e z a distância vertical (altura) em relação a um referencial adotado.

Para determinar a taxa de destruição de exergia total do sistema, somam-se as taxas de destruição de exergia individuais dos componentes:

$$\dot{E}_{d,tot} = \sum \dot{E}_d = \dot{E}_{d,b} + \dot{E}_{d,r} + \dot{E}_{d,e} + \dot{E}_{d,t} + \dot{E}_{d,c} \quad (3.20)$$

Diferentemente da energia, que é conservada, a exergia não se conserva e é destruída pelas irreversibilidades. Assim, um dos objetivos de se analisar a destruição de exergia é identificar locais em que a exergia é destruída e as perdas ocorrem, a fim de encontrar oportunidades para melhorias (MORAN; SHAPIRO, 2006).

Moran e Shapiro (2006) sugerem utilizar o conceito de exergia durante a fase de projeto, valorando cada fluxo de exergia através dos componentes do ciclo para encontrar soluções termoeconomicas otimizadas.

Os componentes podem ser analisados como um volume de controle. Em um volume de controle, o balanço do fluxo exergético é dado por:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{VC} - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{m}_{ent} \cdot e_{ent} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} \cdot e_{sai} - \dot{E}_d \quad (3.21)$$

em que j é um subíndice para representar uma transferência de calor genérica a uma determinada temperatura na fronteira do volume de controle.

Se o volume de controle estiver em regime permanente, a Eq. (3.21) se reduz a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_{ent} \dot{m}_{ent} \cdot e_{ent} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} \cdot e_{sai} - \dot{E}_d \quad (3.22)$$

Dessa maneira, modelando os componentes da seção 3.1 como um volume de controle, a destruição de exergia pode ser calculada a partir das Eqs. (3.19) e (3.22), respectivamente, para a bomba, o recuperador de calor, o evaporador, o expensor e o condensador, com o uso das Eqs. (3.23) a (3.27) a seguir.

$$\dot{E}_{d,b} = T_0 \cdot \dot{m}_{ft} \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.23)$$

$$\dot{E}_{d,r} = T_0 \cdot \dot{m}_{ft} \cdot [(s_{2r} - s_2) + (s_{4r} - s_4)] \quad (3.24)$$

$$\dot{E}_{d,e} = T_0 \cdot [\dot{m}_{ft} \cdot (s_3 - s_{2r}) + \dot{m}_q \cdot (s_{q,sai} - s_{q,ent})] \quad (3.25)$$

$$\dot{E}_{d,t} = T_0 \cdot \dot{m}_{ft} \cdot (s_4 - s_3) \quad (3.26)$$

$$\dot{E}_{d,c} = T_0 \cdot [\dot{m}_{ft} \cdot (s_1 - s_4) + \dot{m}_f \cdot (s_{f,sai} - s_{f,ent})] \quad (3.27)$$

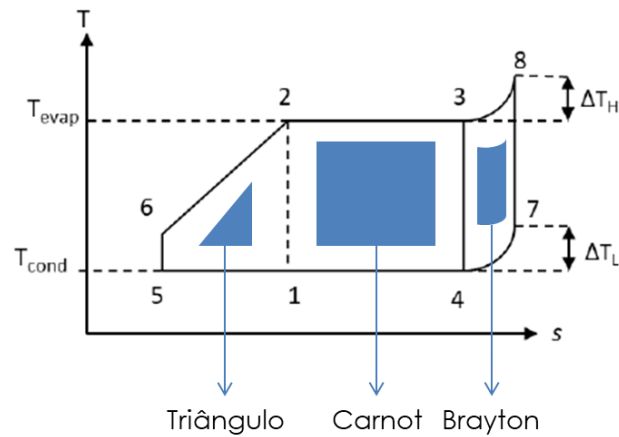
3.3 Modelagem analítica da eficiência térmica de um ciclo Rankine orgânico

Para analisar um ciclo Rankine orgânico de uma perspectiva geral, um conjunto de equações é proposto para o cálculo das eficiências térmicas dos ciclos saturado (em que o estado do fluido de trabalho na entrada do expensor é vapor saturado) e superaquecido (em que o estado do fluido de trabalho na entrada do expensor é vapor superaquecido), com e sem recuperação de calor. Essas equações são uma aproximação para as variações do ciclo Rankine orgânico consideradas, e, apesar de resultar em menor precisão no cálculo da eficiência térmica do ciclo que o método numérico, permite uma análise de tendências da variação da eficiência térmica, alterando-se parâmetros de operação.

Partindo da modelagem proposta por Wang *et al.* (2018a), que considerou uma aproximação para o cálculo da eficiência de ciclos com eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1 e sem perdas de carga, neste trabalho foram incluídos os efeitos das eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor e da efetividade de um recuperador de calor.

A Fig. 3.3 esquematiza os ciclos considerados, para os quais, são adotadas as composições de triângulo, Carnot e Brayton para o desenvolvimento do modelo de cálculo da eficiência térmica.

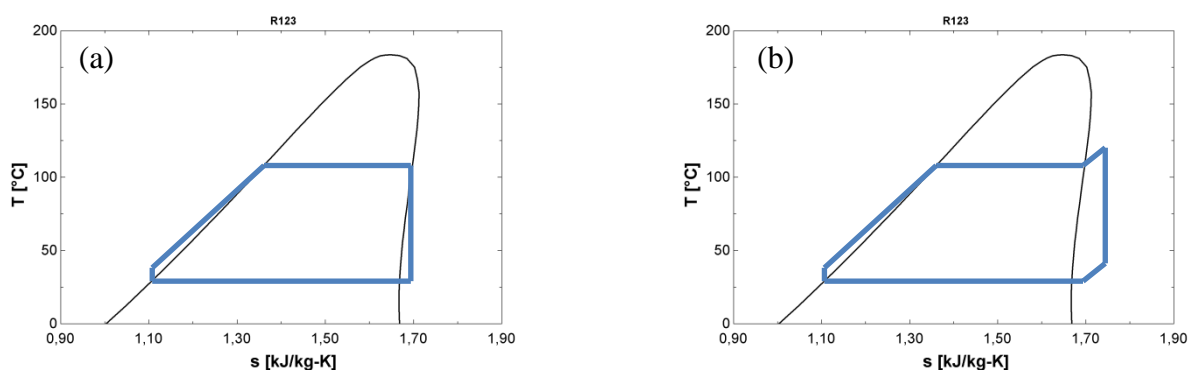
Figura 3.3 – Ciclo Rankine orgânico reversível para análise de eficiência térmica do ciclo.



Fonte: adaptado de Wang *et al.* (2018a).

São considerados ciclos saturados, em que a expansão do fluido ocorre a partir do estado de vapor saturado, e ciclos superaquecidos, em que a expansão do fluido ocorre a partir do estado de vapor superaquecido, representados, respectivamente, pelos polígonos 5-6-3-4-5 e 5-6-8-7-5 da Fig. 3.3. A Fig. 3.4 ilustra o diagrama $T-s$ para esses ciclos.

Figura 3.4 – Representação de diagramas T - s para ciclos subcríticos (a) saturados e (b) superaquecidos.



Fonte: o autor.

As nomenclaturas utilizadas para diferenciação dos ciclos são: ORC para o ciclo saturado sem recuperação de calor, RORC para o ciclo saturado com recuperação de calor, SORC para o ciclo superaquecido sem recuperação de calor e SRORC para o ciclo superaquecido com recuperação de calor.

3.3.1 Ciclo saturado sem recuperação de calor (ORC)

A Eq. (3.9) pode ser escrita na forma dos calores trocados no condensador e no evaporador, considerando um balanço energético no ciclo, representado pela Eq. (3.28):

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_b = \dot{W}_t + \dot{Q}_c \quad (3.28)$$

Combinando as Eqs. (3.9) e (3.28), a eficiência térmica do ciclo pode ser escrita da forma representada pela Eq. (3.29):

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} = 1 - \frac{q_c}{q_e} \quad (3.29)$$

Sendo o calor rejeitado no condensador, $q_c = q_{4-5}$, e o calor fornecido no evaporador, $q_e = q_{6-2} + q_{2-3}$, o produto entre temperatura e diferença de entropias específicas, escritos de uma maneira mais conveniente:

$$q_c = T_5 \cdot (s_4 - s_5) = T_5 \cdot [(s_4 - s_1) + (s_1 - s_5)] \quad (3.30)$$

$$q_e = \frac{T_6 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_6) + q_{2-3} = \frac{T_6 + T_2}{2} \cdot (s_1 - s_5) + q_{2-3} \quad (3.31)$$

Substituindo as Eqs. (3.30) e (3.31) na Eq. (3.29), escreve-se:

$$\eta_{th,ORC,S} = 1 - \frac{T_5 [(s_4 - s_1) + (s_1 - s_5)]}{\frac{T_2 + T_6}{2} (s_1 - s_5) + q_{2-3}} \quad (3.32)$$

Para substituir os termos envolvendo as entropias específicas, as seguintes considerações são feitas:

$$(s_4 - s_1) = (s_3 - s_2) = \frac{q_{2-3}}{T_2} \quad (3.33)$$

$$(s_1 - s_5) = (s_2 - s_6) = \overline{c_{p,l}} \cdot \ln \frac{T_2}{T_6} \quad (3.34)$$

em que $\overline{c_{p,l}}$ é o calor específico à pressão constante médio obtido para o estado líquido do fluido de trabalho entre as temperaturas de condensação e de evaporação à pressão de evaporação. A Eq. (3.34) é obtida a partir da hipótese de escoamento incompressível.

Substituindo as Eqs. (3.33) e (3.34) na Eq. (3.32):

$$\eta_{th,ORC,S} = 1 - \frac{T_5 \left[\frac{q_{2-3}}{T_2} + \overline{c_{p,l}} \ln \frac{T_2}{T_6} \right]}{\frac{T_2 + T_6}{2} \overline{c_{p,l}} \ln \frac{T_2}{T_6} + q_{2-3}} \quad (3.35)$$

Fazendo a aproximação $\ln \frac{T_2}{T_6} \approx \left(1 - \frac{T_6}{T_2}\right)$:

$$\eta_{th,ORC,s} = 1 - \frac{T_5 \left[\frac{q_{2-3}}{T_2} + \overline{c_{p,l}} \left(1 - \frac{T_6}{T_2} \right) \right]}{\frac{T_2 + T_6}{2} \overline{c_{p,l}} \left(1 - \frac{T_2}{T_6} \right) + q_{2-3}} \quad (3.36)$$

Considerando que $T_2 = T_{evap}$, $T_5 = T_{cond}$ e $T_6 \approx T_5$:

$$\eta_{th,ORC,s} = 1 - \frac{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} + \frac{T_{cond}}{T_{evap}} \frac{\overline{c_{p,l}}}{q_{2-3}} (T_{evap} - T_{cond})}{\frac{T_{evap} + T_{cond}}{2T_{evap}} \frac{\overline{c_{p,l}}}{q_{2-3}} (T_{evap} - T_{cond}) + 1} \quad (3.37)$$

Fazendo o número de Jacob para preaquecimento, relação entre calor sensível e calor latente, como a Eq. (3.38) e substituindo na Eq. (3.37), obtém-se uma aproximação para a eficiência de um ciclo Rankine orgânico simples, saturado e sem recuperação de calor, com eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor iguais a 1.

$$Ja_{pre} = \frac{\overline{c_{p,l}} (T_{evap} - T_{cond})}{q_{2-3}} \quad (3.38)$$

$$\eta_{th,ORC,s} = 1 - \frac{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \cdot (1 + Ja_{pre})}{1 + \frac{T_{evap} + T_{cond}}{2T_{evap}} \cdot Ja_{pre}} \quad (3.39)$$

Vale observar que as temperaturas da Eq. (3.39) devem estar na escala Kelvin (K), não na escala de graus Celsius (°C); na Eq. (3.38), em que a diferença de temperaturas é utilizada, é indiferente as temperaturas estarem em Kelvin ou em graus Celsius, pois as diferenças entre temperaturas nessas duas escalas são iguais.

Para facilitar a visualização, podem-se reduzir as variáveis da Eq. (3.39), agrupando alguns parâmetros e fazendo a substituição de outros.

Seja $\frac{T_{cond}}{T_{evap}} = \theta_T$, as Eqs. (3.38) e (3.39) podem ser reescritas:

$$Ja_{pre} = \frac{T_{evap} \cdot \overline{c_{p,l}} \cdot (1 - \theta_T)}{q_{2-3}} \quad (3.40)$$

$$\eta_{th,ORC,s} = 1 - \frac{\theta_T \cdot (1 + Ja_{pre})}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T) \cdot Ja_{pre}} \quad (3.41)$$

Substituindo a Eq. (3.40) na Eq. (3.41) e manipulando os resultados, pode-se reescrever a Eq. (3.42) em função de θ_T :

$$\eta_{th,ORC,s} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)} \quad (3.42)$$

com $k = 2 \frac{q_{2-3}}{c p_L}$.

Assim, fixando as temperaturas de condensação e de evaporação, a eficiência térmica do ciclo será função do parâmetro k .

Para incluir o efeito das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor no cálculo da eficiência do ciclo, retomou-se a Eq. (3.9), relacionando as eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor com os trabalhos reversíveis (isoentrópicos):

$$\eta_{th,ORC,b,t} = \frac{\eta_t \dot{W}_{t,s} - \eta_b^{-1} \dot{W}_{b,s}}{\dot{Q}_e} \quad (3.43)$$

Manipulando a Eq. (3.43) ao adicionar e subtrair o termo $\frac{\eta_t \dot{W}_{b,s}}{\dot{Q}_e}$:

$$\eta_{th,ORC,b,t} = \frac{\eta_t (\dot{W}_{t,s} - \dot{W}_{b,s}) - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \dot{W}_{b,s}}{\dot{Q}_e} \quad (3.44)$$

Fazendo a aproximação $\dot{W}_{b,s} = \dot{V}_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})$, com as pressões de evaporação e de condensação dadas em Pa [N/m²] e eliminando a vazão mássica \dot{m} das equações:

$$\eta_{th,ORC,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,ORC,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\frac{T_2 + T_6}{2} c_{p,l} \ln \frac{T_2}{T_6} + q_{2-3}} \quad (3.45)$$

Chamando o termo da Eq. (3.46) de *Pump Work to Heat Ratio* (PWHR) e incorporando na Eq. (3.45):

$$PWHT = \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{(q_e)_s} \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} PWHR_{ORC} &= \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\Delta i_{6-3}} = \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\frac{T_2+T_6}{2} \overline{c_{p,l}} \ln \frac{T_2}{T_6} + q_{2-3}} = \\ &= \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3}} \end{aligned} \quad (3.47)$$

$$\eta_{th,ORC,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,ORC,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR_{ORC} \quad (3.48)$$

3.3.2 Ciclo saturado com recuperação de calor (RORC)

Para incluir o efeito da recuperação de calor em um ciclo saturado, parte-se da Eq. (3.29) subtraindo o calor recuperado internamente dos valores de calor trocado tanto no condensador quanto no evaporador no mesmo ciclo sem a presença do recuperador de calor:

$$\eta_{th,RORC,s} = 1 - \frac{\dot{Q}_{c,\varepsilon=0} - \dot{Q}_r}{\dot{Q}_{e,\varepsilon=0} - \dot{Q}_r} = 1 - \frac{q_{c,\varepsilon=0} - q_r}{q_{e,\varepsilon=0} - q_r} \quad (3.49)$$

$$q_r = \varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{saí,t} - T_{saí,b}) \approx \varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{saí,t} - T_{cond}) \quad (3.50)$$

em que $\overline{c_{p,v,L}}$ é o calor específico à pressão constante médio obtido para o estado de vapor do fluido de trabalho entre a temperatura na saída do expensor e a temperatura de condensação, obtido à pressão de condensação.

Aproximando a temperatura de saída do expensor por:

$$\eta_t = \frac{i_{ent,t} - i_{saí,t}}{i_{ent,t} - i_{saí,t,s}} \approx \frac{T_{ent,t} - T_{saí,t}}{T_{ent,t} - T_{saí,t,s}} = 1 \quad (3.51)$$

Fazendo dedução semelhante à aproximação para um ciclo Rankine orgânico simples, o termo número de Jacob para recuperação de calor pode ser definido como:

$$Ja_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{sai,t,s} - T_{cond})}{q_{2-3}} \quad (3.52)$$

Para o ciclo reversível, a eficiência do expensor é igual a 1 e a temperatura da saída do expensor calculada de acordo com a Eq. (3.51), com a temperatura do fluido de trabalho na saída do expensor em expansão isoentrópica determinada pelo estado do fluido (entropia igual a do fluido em pressão de evaporação e estado de vapor saturado, mas à pressão de condensação), a eficiência térmica de um ciclo Rankine orgânico saturado com recuperação de calor pode ser escrita como:

$$\eta_{th,RORC,s} = 1 - \frac{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \cdot (1 + Ja_{pre}) - Ja_{\varepsilon}}{1 + \frac{T_{evap} + T_{cond}}{2T_{evap}} \cdot Ja_{pre} - Ja_{\varepsilon}} \quad (3.53)$$

Para reagrupar os parâmetros como na Eq. (3.42), reescrevendo a Eq. (4.53):

$$\eta_{th,RORC,s} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2) - k \cdot Ja_{\varepsilon}} \quad (3.54)$$

Incluindo o efeito das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor, faz-se uma correção semelhante àquela que resultou na Eq. (3.48), e com o cálculo da temperatura de saída do expensor feito de acordo com a Eq. (3.51) com a eficiência isoentrópica de expansão igual 1 e o PWHR da Eq. (3.46) modificado para o ciclo RORC:

$$\begin{aligned} PWHR_{RORC} &= \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{(q_{e,\varepsilon=0} - q_r)_s} = \\ &= \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} - \varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{sai,t,s} - T_{cond})} \end{aligned} \quad (3.55)$$

$$\eta_{th,RORC,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,RORC,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR_{RORC} \quad (3.56)$$

3.3.3 Ciclo superaquecido sem recuperação de calor (SORC)

Com o auxílio da Fig. 3.3, um ciclo superaquecido pode ser aproximado pela combinação entre um ciclo Rankine orgânico saturado (5-6-3-4-5) e um ciclo Brayton, BC, (4-3-8-7-4). A partir da Eq. (3.29):

$$\eta_{th,SORC,s} = 1 - \frac{q_c}{q_e} = 1 - \frac{(i_7 - i_4) + (i_4 - i_5)}{i_8 - i_6} \quad (3.57)$$

Utilizando a definição da Eq. (3.9) para a aproximação do ciclo saturado e reescrevendo de maneira mais conveniente:

$$\eta_{th,ORC,s} = 1 - \frac{i_4 - i_5}{i_3 - i_6} \rightarrow i_4 - i_5 = (1 - \eta_{th,ORC,s}) \cdot (i_3 - i_6) \quad (3.58)$$

Utilizando a definição da Eq. (3.9) para o cálculo da eficiência do BC e reescrevendo de maneira mais conveniente:

$$\eta_{th,BC,s} = \frac{(i_8 - i_7) - (i_3 - i_4)}{i_8 - i_3} \rightarrow i_7 - i_4 = (i_8 - i_3) \cdot (1 - \eta_{th,BC,s}) \quad (3.59)$$

Manipulando o número de Jacob para superaquecimento definido pela Eq. (3.60):

$$Ja_{sup} = \frac{i_8 - i_3}{i_8 - i_6} \approx \frac{\overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H}{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H} \quad (3.60)$$

em que $\overline{c_{p,v,H}}$ é o calor específico à pressão constante médio obtido para o estado de vapor do fluido de trabalho entre a temperatura na entrada do expensor e a temperatura de evaporação, obtido à pressão de evaporação.

$$i_3 - i_6 = (1 - Ja_{sup}) \cdot (i_8 - i_6) \quad (3.61)$$

Substituindo as Eqs. (3.58), (3.59), (3.60) e (3.61) na Eq. (3.57) e desenvolvendo os termos da equação, chega-se à Eq. (3.62):

$$\eta_{th,SORC,S} = \eta_{th,ORC,S} + Ja_{sup} \cdot (\eta_{th,BC,S} - \eta_{th,ORC,S}) \quad (3.62)$$

A eficiência térmica do ciclo Rankine orgânico reversível é calculada pela Eq. (3.39) e a eficiência do BC reversível, pela Eq. (3.63), deduzida no Apêndice A3:

$$\eta_{th,BC,S} = 1 - \frac{T_{cond} + \Delta T_H}{T_{evap} + \Delta T_H} \quad (3.63)$$

Para incorporar o parâmetro k na equação da eficiência térmica para o ciclo SORC, reescreve-se a Eq. (3.63):

$$\eta_{th,BC,S} = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{T_{evap} + \Delta T_H} = \frac{1 - \theta_T}{1 + \frac{\Delta T_H}{T_{evap}}} \quad (3.64)$$

Se $\Delta T_H \ll T_{evap}$, o termo $\Delta T_H/T_{evap}$ se torna bem menor que 1 e pode ser desprezado.

Assim,

$$\eta_{th,BC,S} \approx 1 - \theta_T \quad (3.65)$$

Substituindo as Eqs. (3.38) e (3.65) na Eq. (3.62) e agrupando os termos:

$$\eta_{th,SORC,S} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 + Ja_{sup}) \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)} \quad (3.66)$$

Repetindo a manipulação para inclusão de eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor:

$$PWHR_{SORC} = \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\bar{c}_{p,l} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \bar{c}_{p,v,H} \cdot \Delta T_H} \quad (3.67)$$

$$\eta_{th,SORC,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,SORC,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR_{SORC} \quad (3.68)$$

3.3.4 Ciclo superaquecido com recuperação de calor (SRORC)

Para inclusão do efeito da presença de um recuperador de calor em um ciclo Rankine orgânico superaquecido (SRORC), fazem-se as mesmas modificações que resultaram nas Eqs. (3.49) e (3.50).

$$\eta_{th,SRORC,s} = 1 - \frac{q_{c,\varepsilon=0} - q_r}{q_{e,\varepsilon=0} - q_r} = 1 - \frac{(i_7 - i_4) + (i_4 - i_5) - q_r}{i_8 - i_6 - q_r} \quad (3.69)$$

Seguindo raciocínio análogo ao realizado para equação da eficiência térmica de um SORC, chega-se à Eq. (3.70):

$$\eta_{th,SRORC,s} = \frac{\eta_{th,ORC,s} + Ja_{sup} \cdot (\eta_{th,BC,s} - \eta_{th,ORC,s})}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \quad (3.70)$$

Sendo Ja_{sup} calculado pela Eq. (3.60) e $Ja_{\varepsilon'}$ definido como a Eq. (3.71):

$$Ja_{\varepsilon'} = \frac{\varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_7 - T_2)}{i_8 - i_6} \approx \frac{\varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{saí,t,s} - T_{cond})}{\overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H + q_{2-3} + \overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond})} \quad (3.71)$$

Substituindo as Eqs. (3.38) e (3.65) na Eq. (3.70) e agrupando os termos:

$$\eta_{th,SRORC,s} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 + Ja_{sup}) \cdot (1 - \theta_T)^2}{[k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)] \cdot (1 - Ja_{\varepsilon'})} \quad (3.72)$$

Para incluir o efeito das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor, basta utilizar a mesma correção feita para os demais casos, com o valor de PWHR adequado:

$$\begin{aligned} PWHR_{SRORC} &= \\ &= \frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H - \varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{saí,t,s} - T_{cond})} \end{aligned} \quad (3.73)$$

$$\eta_{th,SRORC,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,SRORC,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR_{SRORC} \quad (3.74)$$

Portanto, as equações podem ser separadas em dois grupos: ciclo saturado e ciclo com superaquecimento, já considerando o efeito da presença ou ausência de um recuperador de calor. Para os ciclos saturados, a equação da eficiência do ciclo pode ser representada de forma genérica pela Eq. (3.53), pois, no caso de não haver recuperador de calor, a efetividade ε é igual a 0 e a equação da eficiência do ciclo se torna a Eq. (3.39); raciocínio análogo pode ser feito para os ciclos superaquecidos, representados genericamente pela Eq. (3.70), que, na ausência de recuperador de calor, se transforma na Eq. (3.62).

Lembrando que as Eqs. (3.39), (3.42), (3.62) e (3.70) e seus parâmetros internos são calculados considerando as eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor iguais a 1 e que, para incluir os efeitos dessas eficiências, faz-se a modificação resultante nas Eqs. (3.48), (3.56), (3.68) e (3.74). Assim, a equação de inclusão das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor pode ser escrita de forma genérica como a Eq. (3.75), inserindo as equações adequadas de eficiência térmica do ciclo reversível e do PWHR para esse ciclo.

$$\therefore \eta_{th,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR \quad (3.75)$$

As Figs. 3.5 e 3.6 resumem as equações para o modelo analítico proposto para o cálculo da eficiência térmica dos ciclos considerados.

Figura 3.5 – Equações dos parâmetros adimensionais do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados e superaquecidos, com e sem recuperação de calor.

Ja_{pre}	$\frac{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond})}{q_{2-3}}$
Ja_{sup}	$\frac{\overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H}{\overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H}$
Ja_{ε}	$\frac{\varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{sat,s} - T_{cond})}{q_{2-3}}$
$Ja_{\varepsilon'}$	$\frac{\varepsilon \cdot \overline{c_{p,v,L}} \cdot (T_{sat,s} - T_{cond})}{\overline{c_{p,v,H}} \cdot \Delta T_H + q_{2-3} + \overline{c_{p,l}} \cdot (T_{evap} - T_{cond})}$

Ja_{pre} : número de Jacob para preaquecimento

Ja_{sup} : número de Jacob para superaquecimento

Ja_{ε} : número de Jacob para recuperação de calor em ciclos saturados

$Ja_{\varepsilon'}$: número de Jacob para recuperação de calor em ciclos superaquecidos

Fonte: o autor.

Figura 3.6 – Equações do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados e superaquecidos, com e sem recuperação de calor.

	η_{th}	PWHR
$\eta_{th,BC,s}$	$1 - \frac{T_{cond} + \Delta T_H}{T_{evap} + \Delta T_H}$	-
$\eta_{th,ORC,s}$	$1 - \frac{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \cdot (1 + J_{a_{pre}})}{1 + \frac{T_{evap} + T_{cond}}{2T_{evap}} \cdot J_{a_{pre}}}$	$\frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\bar{c}_{p,l} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3}}$
$\eta_{th,RORC,s}$	$1 - \frac{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \cdot (1 + J_{a_{pre}}) - J_{a_\varepsilon}}{1 + \frac{T_{evap} + T_{cond}}{2T_{evap}} \cdot J_{a_{pre}} - J_{a_\varepsilon}}$	$\frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\bar{c}_{p,l} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} - \varepsilon \cdot \bar{c}_{p,v,l} \cdot (T_{salt,s} - T_{cond})}$
$\eta_{th,SORC,s}$	$\eta_{th,ORC,s} + J_{a_{sup}} \cdot (\eta_{th,BC,s} - \eta_{th,ORC,s})$	$\frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\bar{c}_{p,l} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \bar{c}_{p,v,H} \cdot \Delta T_H}$
$\eta_{th,SRORC,s}$	$\frac{\eta_{th,ORC,s} + J_{a_{sup}} \cdot (\eta_{th,BC,s} - \eta_{th,ORC,s})}{1 - J_{a_\varepsilon}}$	$\frac{v_l \cdot (P_{evap} - P_{cond})}{\bar{c}_{p,l} \cdot (T_{evap} - T_{cond}) + q_{2-3} + \bar{c}_{p,v,H} \cdot \Delta T_H - \varepsilon \cdot \bar{c}_{p,v,L} \cdot (T_{salt,s} - T_{cond})}$
$\eta_{th,b,t}$		$\eta_t \cdot \eta_{th,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHR$

$\eta_{th,BC,s}$: eficiência térmica de um Ciclo Brayton ideal

$\eta_{th,ORC,s}$: eficiência térmica de um ORC (ciclo Rankine orgânico saturado e sem recuperação de calor) ideal

$\eta_{th,RORC,s}$: eficiência térmica de um RORC (ciclo Rankine orgânico saturado e com recuperação de calor) ideal

$\eta_{th,SORC,s}$: eficiência térmica de um SORC (ciclo Rankine orgânico superaquecido e sem recuperação de calor) ideal

$\eta_{th,SRORC,s}$: eficiência de um SRORC (ciclo Rankine orgânico superaquecido e com recuperação de calor) ideal

$\eta_{th,b,t}$: eficiência térmica incluindo eficiências isoentrópicas de bomba e de expensor

Fonte: o autor.

3.4 Considerações dos modelos e sistemas simulados

A validação do modelo analítico proposto foi feita considerando diferentes fluidos. Para todas as aplicações, as temperaturas de condensação foram limitadas ao intervalo de 10 °C a 60 °C ou a $T_{r,cond} = 0,4$. As temperaturas de evaporação foram variadas de 0,1 a 0,995 da temperatura crítica, ou seja, $0,1 < T_{r,evap} < 0,995$, obedecendo à condição de funcionamento do ciclo ($T_{evap} > T_{cond}$) e a uma diferença de, pelo menos, 5 °C entre as temperaturas de condensação e de evaporação.

As divergências entre as eficiências térmicas do ciclo calculadas pelas soluções numéricas e analíticas são exibidas para cada fluido, de acordo com o ciclo (com ou sem superaquecimento e com ou sem recuperador de calor). A validade do modelo é discutida, comparando-se as divergências entre os modelos.

Com base em uma análise feita sobre a ordem de grandeza dos parâmetros do modelo analítico proposto, discutem-se os efeitos de diferentes condições de operação e das diferentes configurações do ciclo consideradas.

Para a análise dos efeitos da temperatura da fonte de calor na eficiência exergética, o método de cálculo numérico é adotado, utilizando diretamente valores de entalpia e de entropia.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, são discutidos os resultados dos procedimentos executados conforme exposto no capítulo 3 e condições de operação especificadas no item 3.4.

São avaliados diferentes fluidos, a influência de parâmetros de operação, como definição de temperaturas de evaporação e de condensação, e da temperatura da fonte quente no desempenho do sistema, considerando as eficiências energéticas e exergéticas; também são analisados os efeitos da presença de um recuperador de calor no ciclo e das eficiências individuais do recuperador de calor, da bomba e do expensor.

O sistema é considerado em regime permanente, as perdas de carga são desconsideradas e cada componente é modelado como um volume de controle em que os parâmetros são agrupados.

Duas abordagens são utilizadas: 1) sistema de equações resolvido numericamente para cálculo de eficiências térmicas, exergéticas e gerações de entropia, e 2) modelo analítico para cálculo de eficiência térmica do sistema em função de parâmetros adimensionais.

4.1 Validação do modelo proposto

Foram feitas comparações do modelo proposto com o modelo numérico e as divergências percentuais dos valores de eficiência térmica do ciclo obtidos através dos dois modelos são apresentadas a seguir, juntamente com as análises.

4.1.1 Ciclo saturado sem recuperação de calor (ORC)

As faixas de divergências entre a solução numérica e a analítica do modelo proposto para os resultados de eficiência térmica de ciclos saturados e sem recuperador de calor são apresentadas na Tab. 4.1.

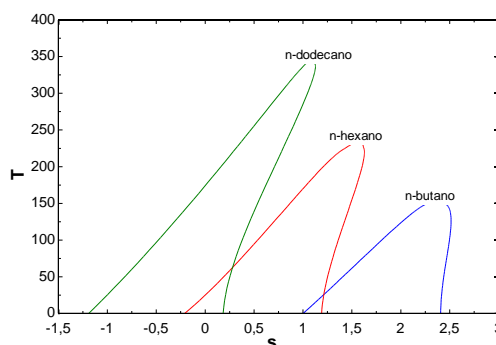
Tabela 4.1 – Divergências percentuais dos resultados do modelo proposto para cálculo das eficiências térmicas de ciclos saturados, em comparação com os resultados numéricos.

Fluido	Divergência mínima [%]	Divergência máxima [%]
Água	-0,9	5,8
Amônia	-8,1	1,5
Etanol	-4,4	1,8
Propano	-10	0,3
Isobutano	-7,3	3
N-butano	-6,5	2,5
Isopentano	-1,6	6,3
N-pentano	-1	6,8
N-hexano	0,1	12,4
Ciclohexano	0,1	9,8
N-heptano	0,2	17,9
N-octano	-0,7	24,6
N-nonano	-0,3	31,8
N-decano	-0,3	37
N-dodecano	0,3	48,8
Benzeno	-0,6	4,4
Tolueno	-0,3	8,5
R11	0,1	4,4
R22	-8,7	-0,1
R113	0,1	8,3
R123	-6,4	2,9
R1234yf	0,4	5,9
R1234ze	-9	1,2
R134a	-8,3	0,8
R141b	0,1	5,5
R152a	-7,7	1
R227ea	-6	2,7
R236fa	0,1	8
R245fa	-5,2	3,1

Fonte: o autor.

Os maiores valores de divergências são observados na aplicação do modelo em fluidos secos, sendo os maiores valores verificados para os fluidos com maiores inclinações na curva de vapor saturado no diagrama $T-s$, como mostrado na Fig. 4.1, e para temperaturas de evaporação mais próximas da temperatura crítica.

Figura 4.1 – Diagramas $T-s$ para os fluidos secos n -butano, n -hexano e n -dodecano.



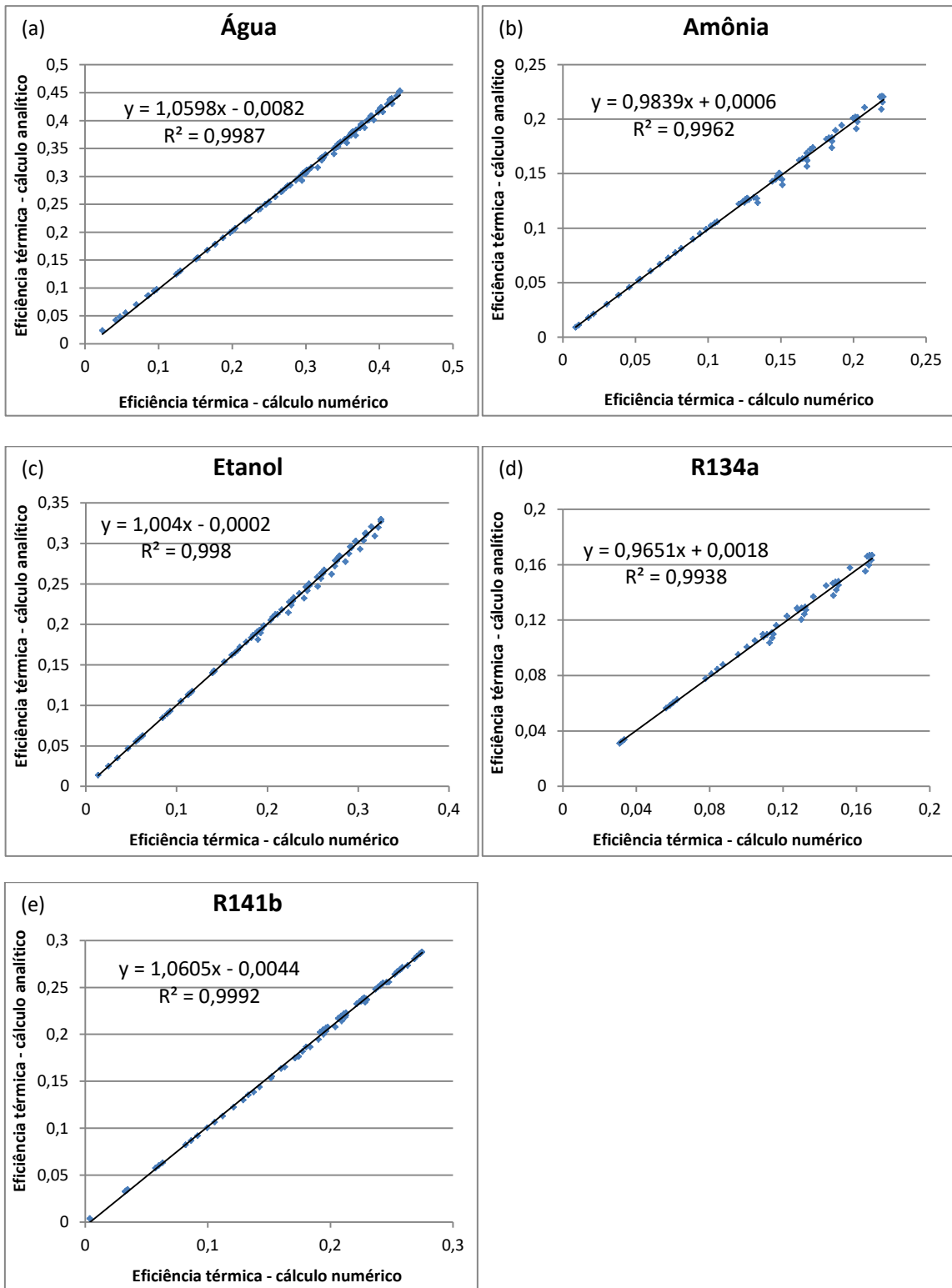
Fonte: o autor.

Assim, com exceção dos fluidos secos n -hexano, n -heptano, n -octano, n -nonano, n -decano, e n -dodecano, a modelagem analítica para o ciclo Rankine orgânico saturado e sem recuperador de calor apresenta erros inferiores a $\pm 10\%$ em toda a faixa verificada.

Para os fluidos secos em questão, existem faixas em que o modelo apresenta erros inferiores a $\pm 10\%$: para o n -hexano, temperaturas reduzidas até 0,7 (164,3 °C) e superiores a 0,95 (223 °C), para o n -heptano, temperaturas reduzidas até 0,5 (133,5 °C), para o n -octano, temperaturas reduzidas até 0,5 (148,1 °C), para o n -nonano, temperaturas reduzidas até 0,4 (128,6 °C), para o n -decano, temperaturas reduzidas até 0,4 (137,8 °C) e para o n -dodecano, temperaturas reduzidas até 0,3 (115,5 °C).

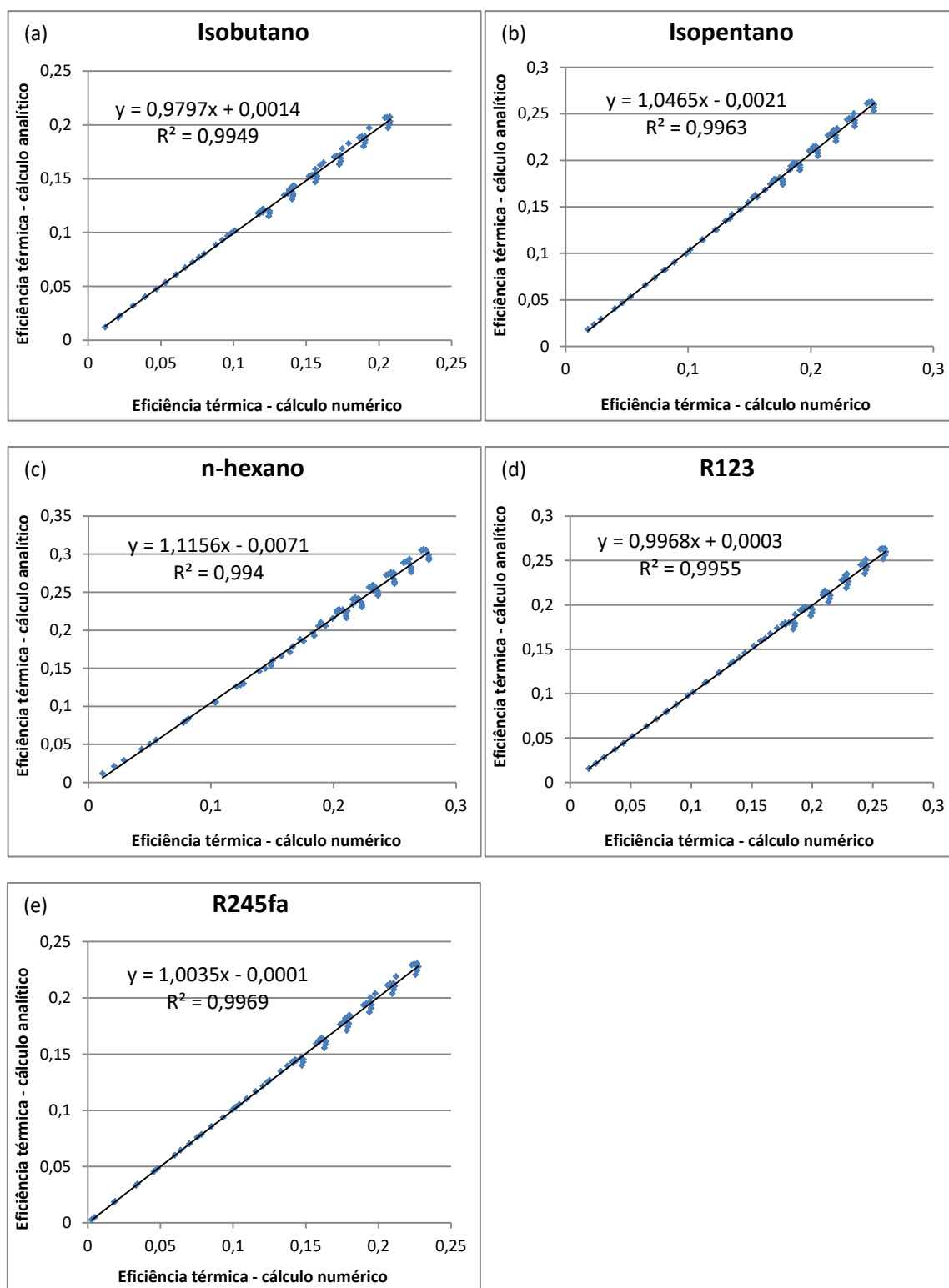
Para ilustrar, a Fig. 4.2 mostra os valores de eficiências térmicas do ciclo calculados pelo modelo proposto em função dos valores de eficiência térmica do ciclo calculadas numericamente para os fluidos úmidos água, amônia, etanol, R134a e R141b, e a Fig. 4.3, para os fluidos não úmidos isobutano, isopentano, n -hexano, R123 e R245fa.

Figura 4.2 – Gráficos de eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução analítica *versus* eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução numérica para os fluidos úmidos (a) água, (b) amônia, (c) etanol, (d) R134a e (e) R141b.



Fonte: o autor.

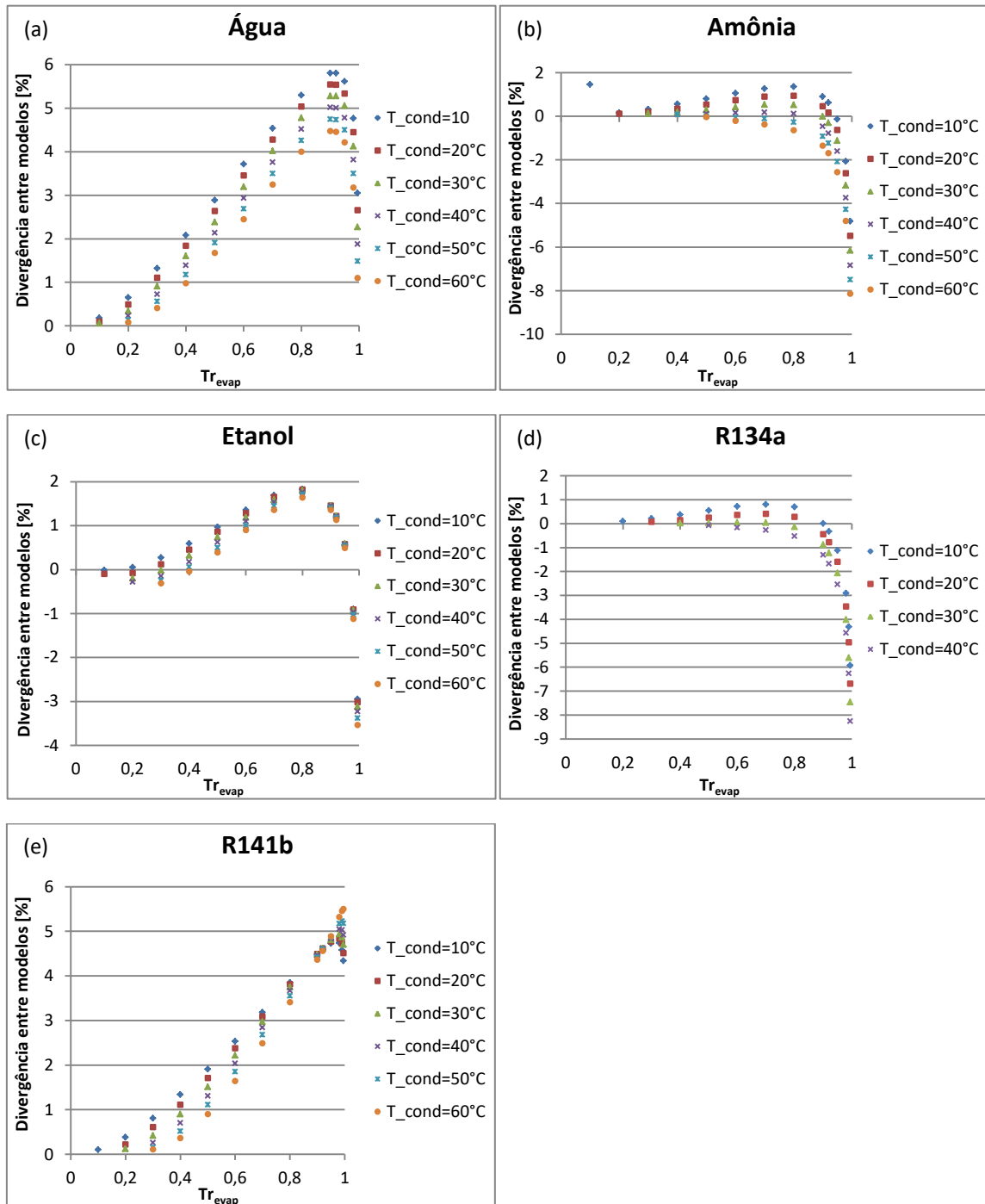
Figura 4.3 – Gráficos de eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução analítica *versus* eficiências térmicas do ciclo calculadas através de solução numérica para os fluidos não úmidos (a) isobutano, (b) isopentano, (c) *n*-hexano, (d) R123 e (e) R245fa.



Fonte: o autor.

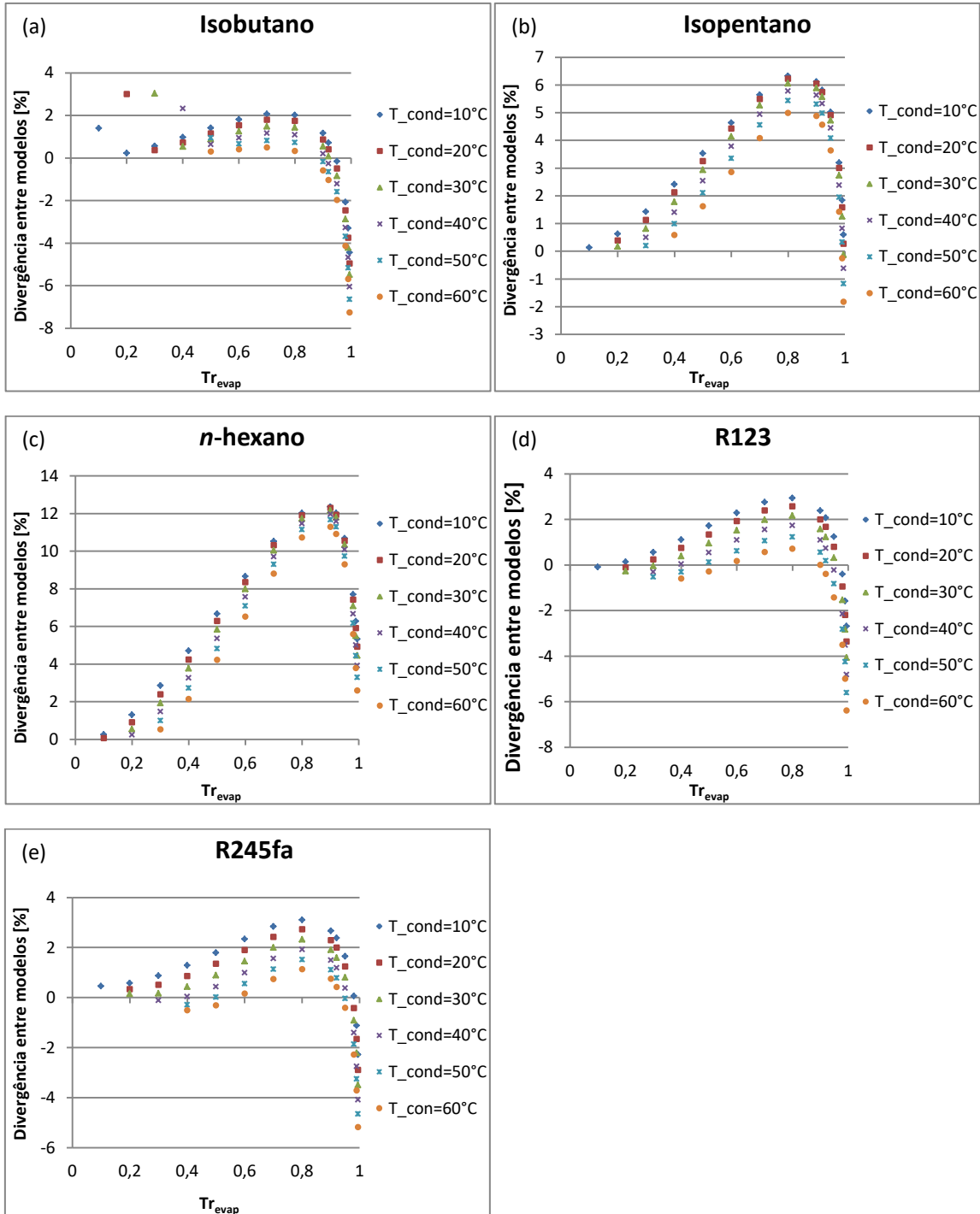
As Figs. 4.4 e 4.5 mostram, para os mesmos fluidos, as dispersões das divergências percentuais entre os valores de eficiências térmicas do ciclo calculados por ambos os métodos, em função da temperatura reduzida de evaporação.

Figura 4.4 – Gráficos de divergências percentuais de valores para eficiências térmicas do ciclo calculados através de soluções numéricas e analíticas, em função das temperaturas reduzidas de evaporação, para os fluidos úmidos (a) água, (b) amônia, (c) etanol, (d) R134a e (e) R141b.



Fonte: o autor.

Figura 4.5 – Gráficos de divergências percentuais de valores para eficiências térmicas do ciclo calculados através de soluções numéricas e analíticas, em função das temperaturas reduzidas de evaporação, para os fluidos não úmidos (a) isobutano, (b) isopentano, (c) *n*-hexano, (d) R123 e (e) R245fa.

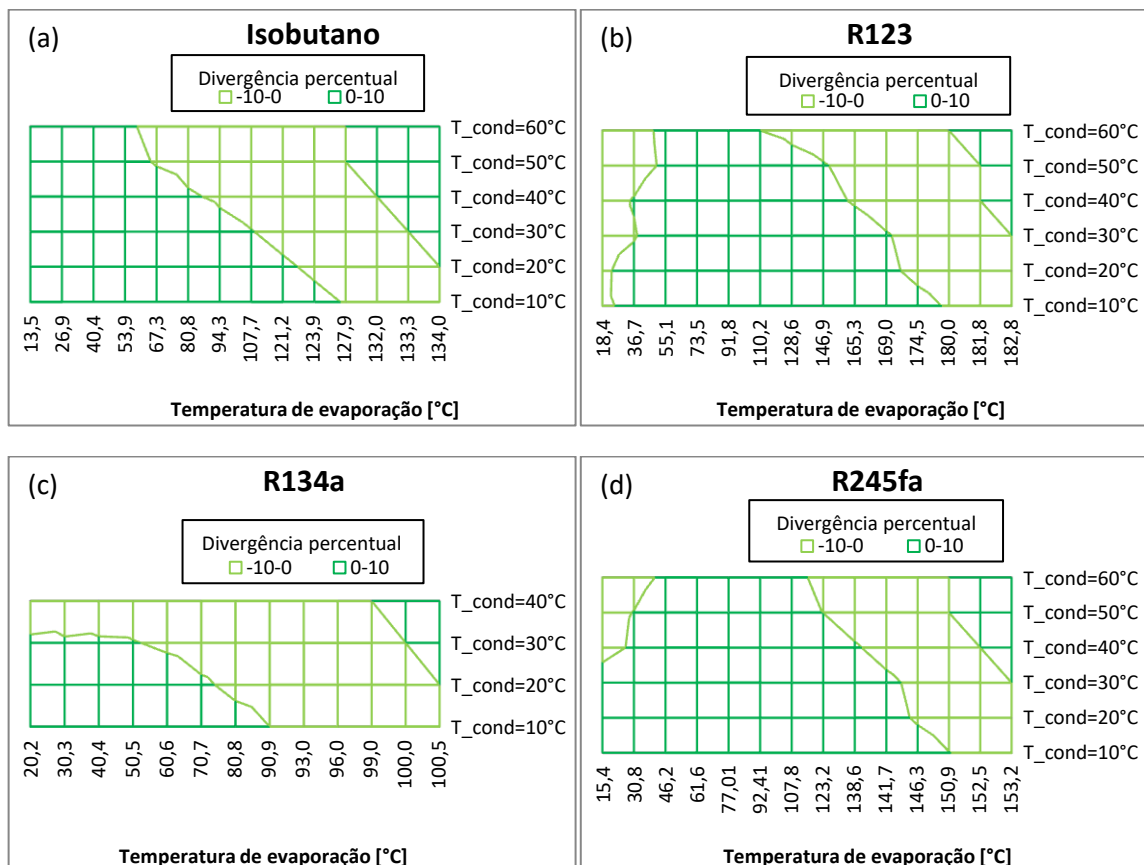


Fonte: o autor.

Percebe-se, portanto, que as maiores divergências entre o modelo analítico e o modelo numérico para cálculo de eficiência térmica do ciclo saturado e sem recuperador de calor ocorrem, principalmente, para temperaturas de evaporação superiores a 70% das temperaturas críticas dos fluidos, independentemente das temperaturas de condensação.

As Figs. 4.6a, 4.6b, 4.6c e 4.6d representam mapas de calor para ilustrar as faixas de temperaturas em que a divergência entre os modelos de cálculo para eficiência térmica do ciclo apresenta valores, em módulo, maiores que 10%, respectivamente, para os fluidos isobutano, R123, R134a e R245fa.

Figura 4.6 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo saturado sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para (a) isobutano, (b) R123, (c) R134a e (d) R245fa.

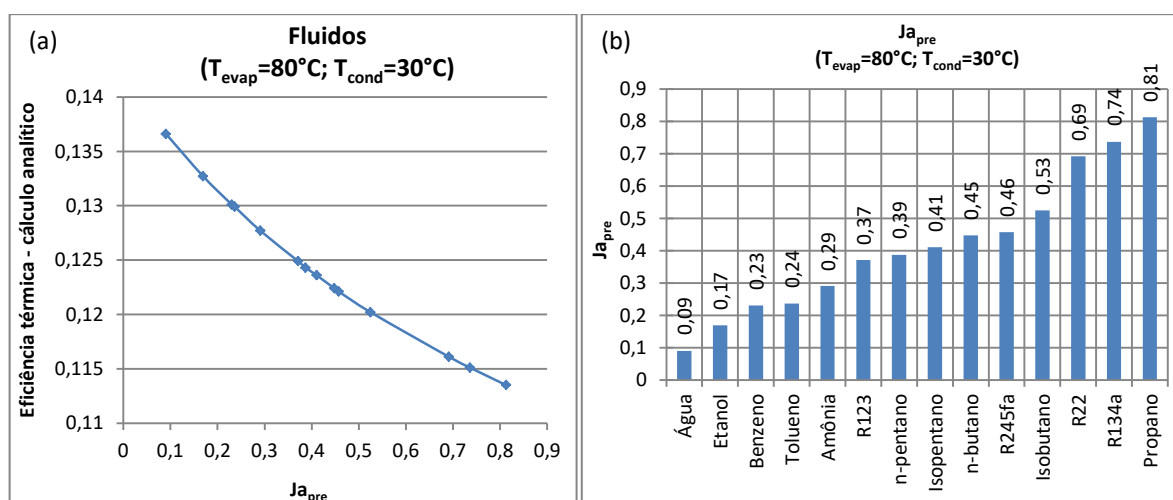


Fonte: o autor.

Assim, o modelo pode ser considerado válido e com precisão satisfatória, exceto para os fluidos mencionados anteriormente. Portanto, é possível utilizá-lo para analisar tendências gerais da eficiência térmica de ciclo.

A Fig. 4.7a ilustra a tendência da eficiência térmica de ciclos Rankine orgânico saturados e sem recuperação de calor calculadas analiticamente, em função do número de Jacob para preaquecimento, para alguns fluidos, considerando temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, 80 e 30 °C, e a Fig. 4.7b apresenta os valores do número de Jacob para preaquecimento, Ja_{pre} , para os fluidos considerados na Fig. 4.7a.

Figura 4.7 – (a) Eficiência térmica de ciclos Rankine orgânico saturados e sem recuperação de calor calculadas analiticamente, em função do número de Jacob para preaquecimento, para alguns fluidos, considerando temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, 80 e 30 °C e (b) valores do número de Jacob para preaquecimento para os fluidos nessas condições.



Fonte: o autor.

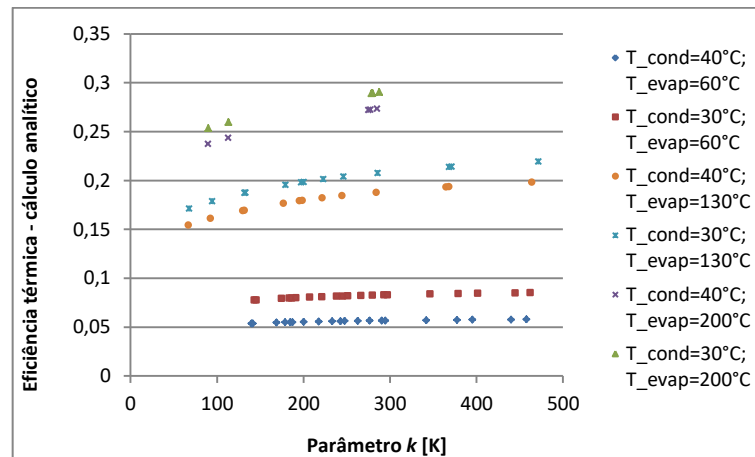
Percebe-se que a eficiência térmica do ciclo é inversamente proporcional ao número de Jacob para preaquecimento do fluido; ou seja, fluidos de trabalho cujo calor latente, q_{2-3} , é elevado exibem tendência de apresentarem maiores eficiências térmicas do ciclo.

A influência do calor latente na eficiência térmica do ciclo também é verificada em relação ao parâmetro k , que é proporcional ao inverso do número de Jacob para

preaquecimento, e é ilustrada pela Fig. 4.8, que considera diferentes temperaturas de condensação e de evaporação para fluidos em que o valor da eficiência térmica do ciclo calculado através do modelo analítico proposto apresentou divergências inferiores a $\pm 10\%$ em relação ao cálculo da eficiência pelo método numérico.

A vantagem da análise do parâmetro k é que as temperaturas de evaporação e de condensação não são variáveis diretas para o cálculo dessa variável, diferentemente do número de Jacob para preaquecimento, que utiliza diretamente os valores dessas temperaturas.

Figura 4.8 – Eficiência térmica em função do parâmetro, fixando temperaturas de condensação e de evaporação, para diversos fluidos.

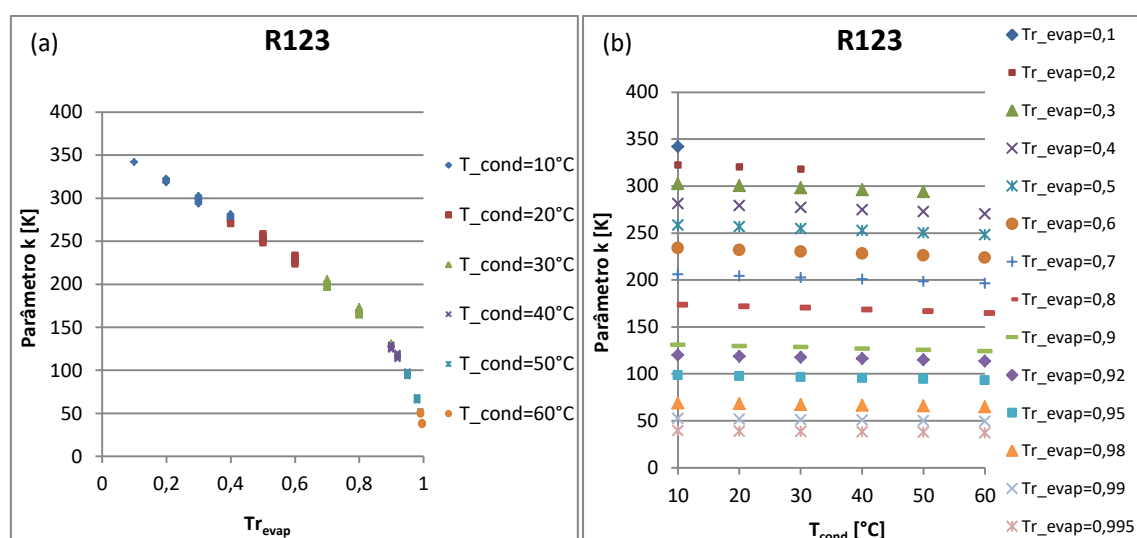


Fonte: o autor.

Portanto, fixando as temperaturas de condensação e de evaporação, a eficiência térmica do ciclo tende a aumentar com o aumento do parâmetro k (inversamente proporcional ao número de Jacob para preaquecimento), em que pese, a variação do valor de calor latente, q_{2-3} , cuja amplitude de variação verificada foi superior a 85 vezes (de 27 kJ/kg a 2.360 kJ/kg) enquanto que a amplitude verificada de variação do calor específico médio de líquido, \overline{cp}_L , foi de 5 vezes (877 J/kg-K a 5.500 J/kg-K). Essa constatação está de acordo com o afirmado por Chen, Goswami e Stefanakos (2010), conforme abordado na seção 2.2.1.4.

Para um mesmo fluido, o valor desse parâmetro é praticamente constante para uma mesma temperatura de evaporação; ou seja, é praticamente independente da temperatura de condensação e função, predominantemente, da temperatura de evaporação (ou da temperatura reduzida de evaporação). A Fig. 4.9 ilustra esse comportamento para o fluido R123.

Figura 4.9 – Parâmetro k do fluido R123 (a) em função da temperatura reduzida de evaporação Tr_{evap} , para temperaturas de condensação de 10 a 60 °C, e (b) em função da temperatura de condensação, para diferentes temperaturas reduzidas de evaporação.



Fonte: o autor.

4.1.2 Ciclo saturado com recuperação de calor (RORC)

Recuperadores de calor só funcionam em ciclos em que a temperatura do fluido de trabalho é maior na saída do expansor que na saída da bomba, o que não acontece em fluidos úmidos quando se expandem a partir do estado de vapor saturado (rever seção 2.1). Assim, esse modelo não é aplicável aos fluidos úmidos: água, amônia, etanol, propano, R11, R22, R1234ze, R134a, R141b e R152a.

O modelo, então, foi aplicado aos demais fluidos considerados na Tab. 4.1, e os resultados são exibidos na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 – Divergências percentuais das eficiências térmicas de ciclos saturados com recuperação de calor calculadas através do modelo proposto em comparação com os resultados calculados numericamente.

Fluido	Divergência mínima [%]	Divergência máxima [%]
Isobutano	-2,5	3
N-butano	-3,2	3,5
Isopentano	-1,8	9,6
N-pentano	-1	9,8
N-hexano	0,1	19,9
Ciclohexano	0,1	15,6
N-heptano	0,3	29,5
N-octano	-0,7	43,7
N-nonano	-0,2	57,9
N-decano	-0,3	69,8
N-dodecano	-2	101,7
Benzeno	-15,8	0,2
Tolueno	-1,6	12,9
R113	0,1	12,4
R123	-6,4	3,8
R1234yf	0,4	4,3
R227ea	-4,3	3,7
R236fa	0,1	6
R245fa	-4,1	4

Fonte: o autor.

Os dados de temperatura de condensação de 30 °C foram excluídos para o caso do tolueno porque os valores calculados numericamente mostraram-se incoerentes, invalidando a comparação. Dados para o benzeno com temperaturas inferiores a 30°C não estavam disponíveis no *software* EES e, portanto, não foram considerados.

Alguns fluidos apresentaram uma faixa em que o recuperador de calor não é aplicável porque o valor da temperatura do fluido na saída do expensor é inferior ao da temperatura do fluido na saída da bomba.

A Tab. 4.3 sintetiza a faixa de restrição para cada fluido, tanto pelo critério de funcionalidade do recuperador de calor, quanto pela divergência do modelo proposto em comparação com o cálculo numérico ser maior, em módulo, que 10%.

Tabela 4.3 – Faixas de restrições para aplicação do modelo proposto, para cada fluido considerado.

Fluido	T_{crit}	$q_r < 0$	$ divergência > 10\%$
Isobutano	134,7	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 133^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 132^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 132^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 130,7^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 129,6^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 126,9^\circ C$	-
N-butano	152	$T_{evap} > 149^\circ C$	-
Isopentano	187,2	-	-
N-pentano	196,5	-	-
N-hexano	234,7	-	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 136,1^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 140,1^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 144,4^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 149,1^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 154,2^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 159,8^\circ C$
Ciclohexano	280,5	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} < 59^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} < 47^\circ C$	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 220,6^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 212,9^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 207,9^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 205,1^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 204,1^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 204,4^\circ C$
N-heptano	267	-	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 138^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 139,5^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 141,7^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 144,7^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 148,3^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 152,4^\circ C$
N-octano	296,2	-	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 137,2^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 137,6^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 139,1^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 141,4^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 144,7^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 149,1^\circ C$
N-nonano	321,4	-	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 130,7^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 131,2^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 132,6^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 134,8^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 137,9^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 142^\circ C$
N-decano	344,6	-	$T_{cond} = 10^\circ C$ e $T_{evap} > 131^\circ C$ $T_{cond} = 20^\circ C$ e $T_{evap} > 131,1^\circ C$ $T_{cond} = 30^\circ C$ e $T_{evap} > 133,7^\circ C$ $T_{cond} = 40^\circ C$ e $T_{evap} > 136^\circ C$ $T_{cond} = 50^\circ C$ e $T_{evap} > 138,8^\circ C$ $T_{cond} = 60^\circ C$ e $T_{evap} > 142,4^\circ C$

Continua

Conclusão			
Fluido	T_{crit}	$q_r < 0$	$ divergência > 10\%$
N-dodecano	385	-	$T_{cond} = 10^{\circ}C$ e $T_{evap} > 130^{\circ}C$ $T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} > 133,6^{\circ}C$ $T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} > 144^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 147,3^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} > 149,4^{\circ}C$ $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e $T_{evap} > 151,2^{\circ}C$
Benzeno	288,9	-	$T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} < 176,5^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} < 159,5^{\circ}C$ $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e $T_{evap} < 88,6^{\circ}C$
Tolueno	318,6	$T_{cond} = 10^{\circ}C$ e $T_{evap} < 109^{\circ}C$ $T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} < 94,1^{\circ}C$	$T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} > 289^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 251,2^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} > 247^{\circ}C$ $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e $T_{evap} > 244,4^{\circ}C$
R113	214,1	-	$T_{cond} = 10^{\circ}C$ e $T_{evap} > 170,6^{\circ}C$ $T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} > 172^{\circ}C$ $T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} > 174^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 176,8^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} > 180^{\circ}C$ $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e $T_{evap} > 183,9^{\circ}C$
R123	183,7	$T_{cond} > 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 182^{\circ}C$	-
R1234yf	94,7	$T_{cond} = 10^{\circ}C$ e $T_{evap} > 86^{\circ}C$ $T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} > 84,1^{\circ}C$ $T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} > 81,6^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 77,9^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} > 73^{\circ}C$	-
R227ea	102,8	$T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} > 100,7^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 97,7^{\circ}C$	-
R236fa	124,9	$T_{cond} = 10^{\circ}C$ e $T_{evap} > 122,8^{\circ}C$ $T_{cond} = 20^{\circ}C$ e $T_{evap} > 122,3^{\circ}C$ $T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} > 121,5^{\circ}C$ $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 120,3^{\circ}C$ $T_{cond} = 50^{\circ}C$ e $T_{evap} > 118,6^{\circ}C$ $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e $T_{evap} > 116,3^{\circ}C$	-
R245fa	154	$T_{cond} > 40^{\circ}C$ e $T_{evap} > 152,5^{\circ}C$	-

Fonte: o autor.

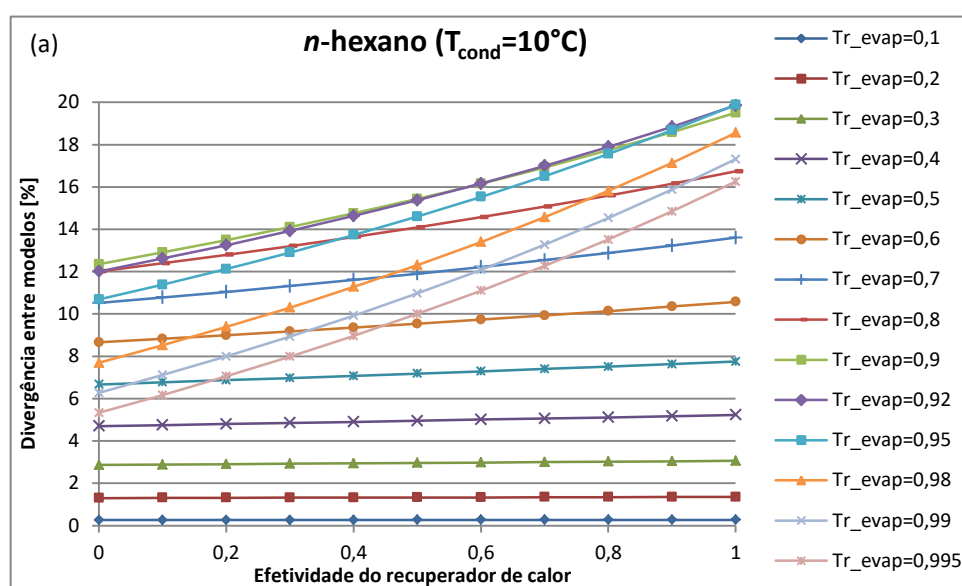
Observou-se que as divergências entre os valores fornecidos pelos dois modelos considerados foram, mantendo mesma temperatura de condensação, praticamente independentes do valor de efetividade do recuperador de calor (aumentos inferiores a 1 ponto percentual) para temperatura reduzida de evaporação de até 0,6; a partir desse valor de

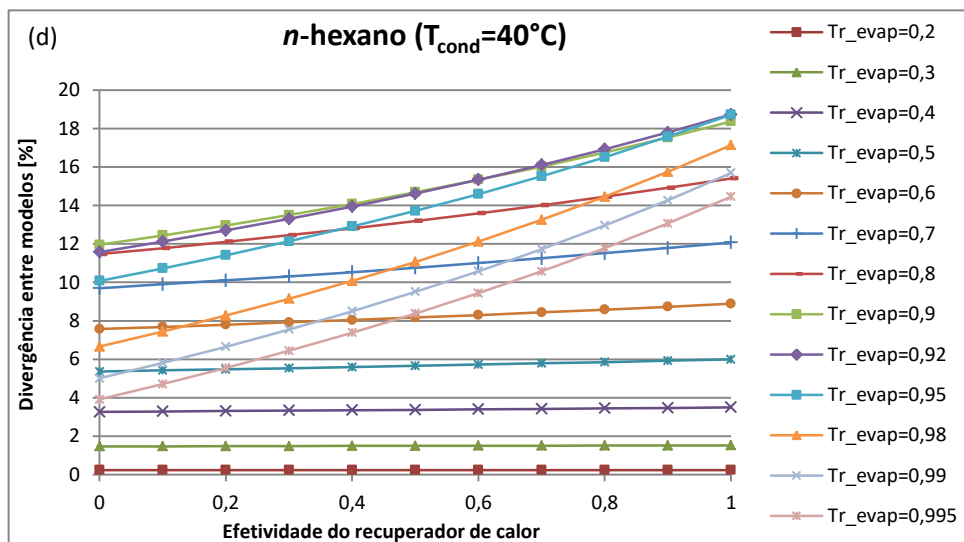
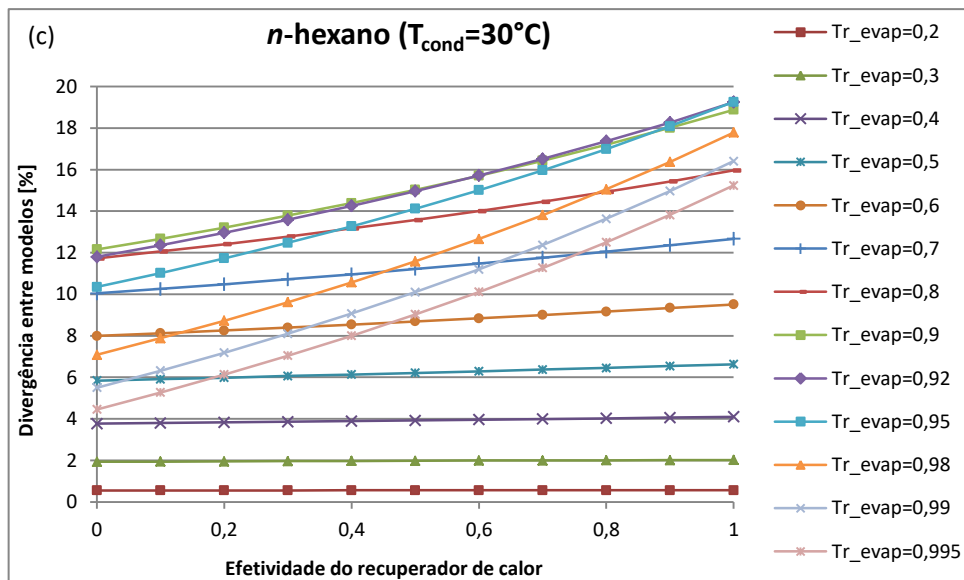
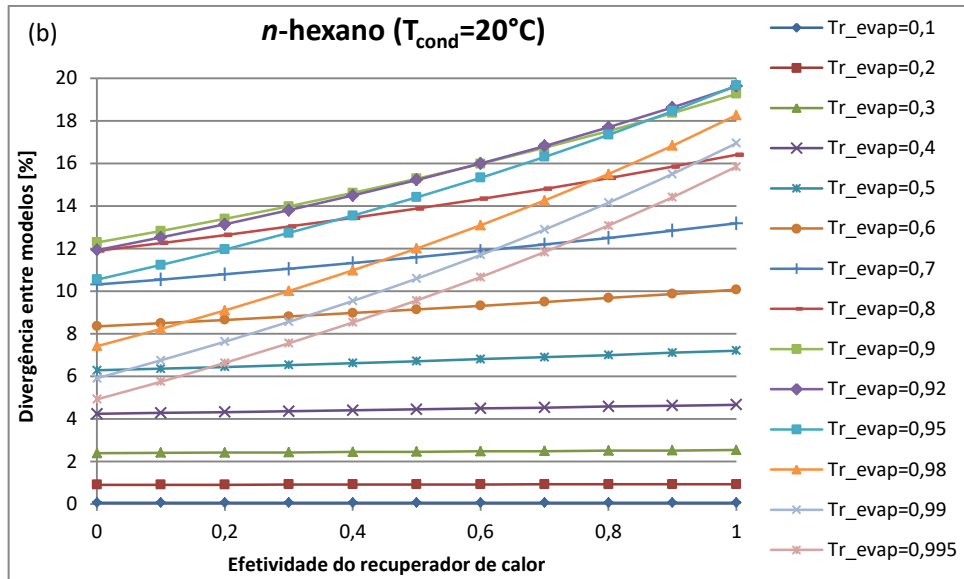
temperatura reduzida, as divergências aumentaram entre 1 e 10 pontos percentuais com o aumento do valor da efetividade, sendo as divergências menores com temperaturas reduzidas superiores a 0,9. No entanto, apesar da variação das divergências com o aumento do valor de efetividade do recuperador de calor, as maiores variações foram devidas às alterações das temperaturas de condensação e de evaporação.

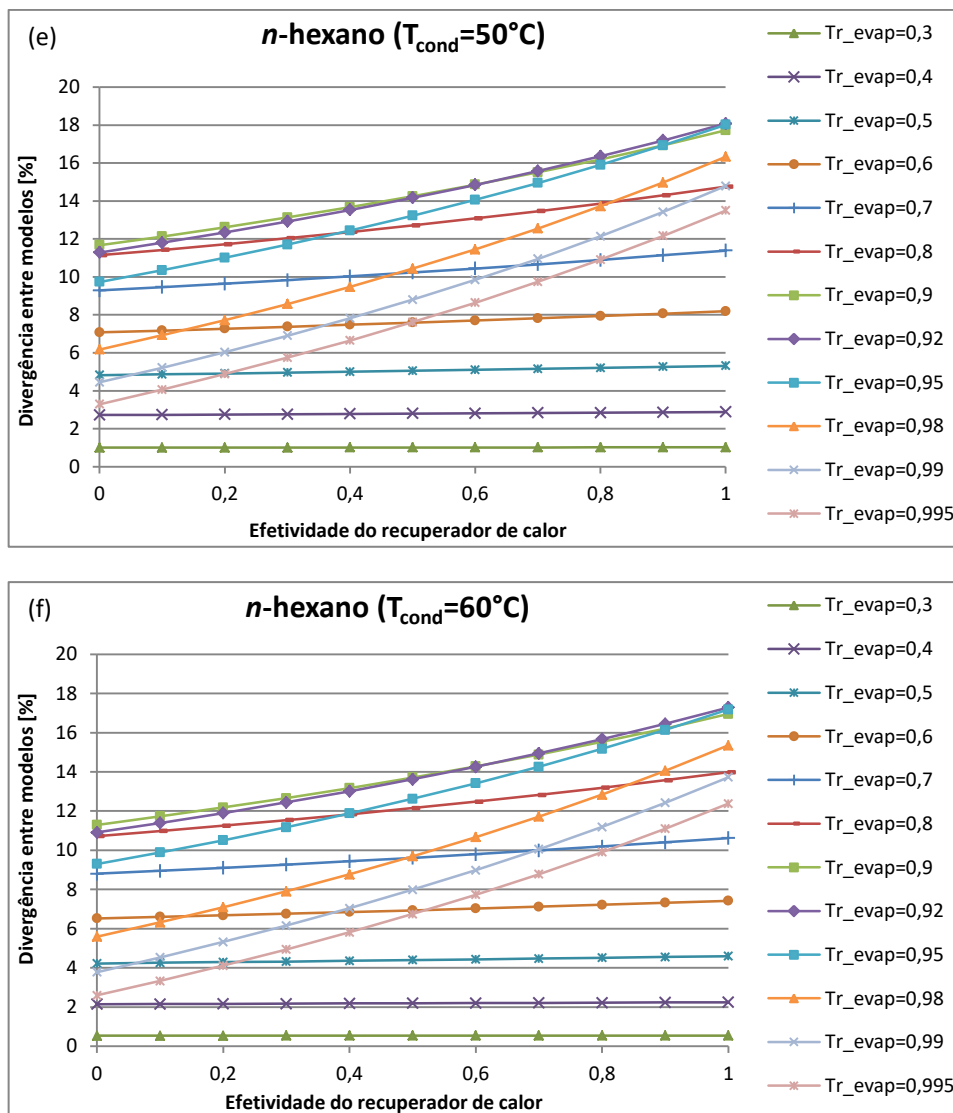
As Figs. 4.10a a 4.10f ilustram a dispersão da divergência entre modelos em função da efetividade do recuperador de calor para o fluido *n*-hexano, de acordo com as temperaturas de condensação e de evaporação.

Nota-se que o perfil da distribuição das divergências entre os modelos considerados é semelhante para cada uma das temperaturas de evaporação (ou temperaturas reduzidas de evaporação), variando ligeiramente de acordo com a temperatura de condensação.

Figura 4.10 – Gráficos de dispersão de divergências de valores de eficiência térmica de ciclos saturados com recuperação de calor em função da efetividade do recuperador de calor, para temperaturas de condensação de (a) 10 °C, (b) 20 °C, (c) 30 °C, (d) 40 °C, (e) 50 °C e (f) 60 °C, para diferentes temperaturas reduzidas de evaporação, $T_{r,evap}$, do fluido *n*-hexano.



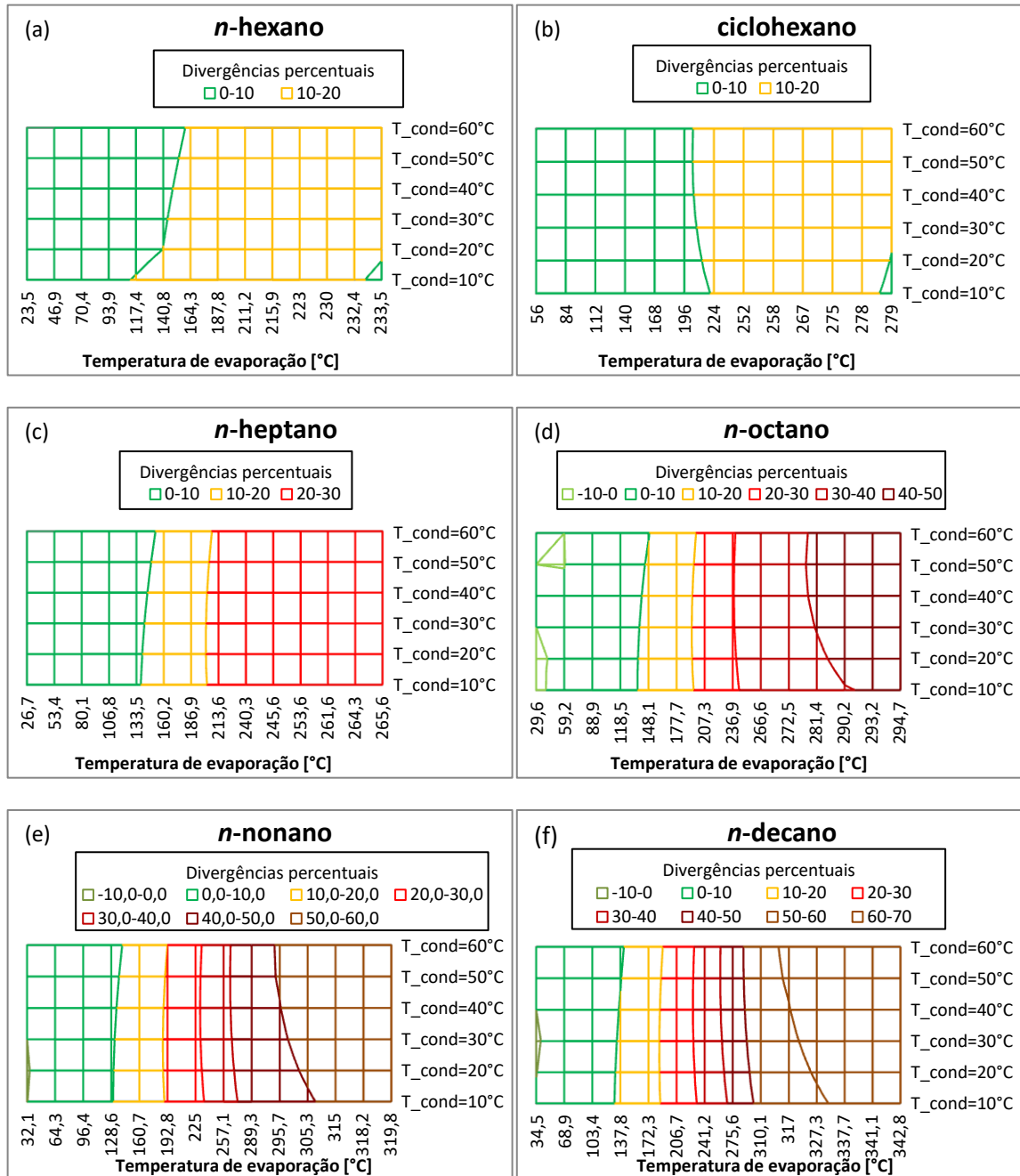


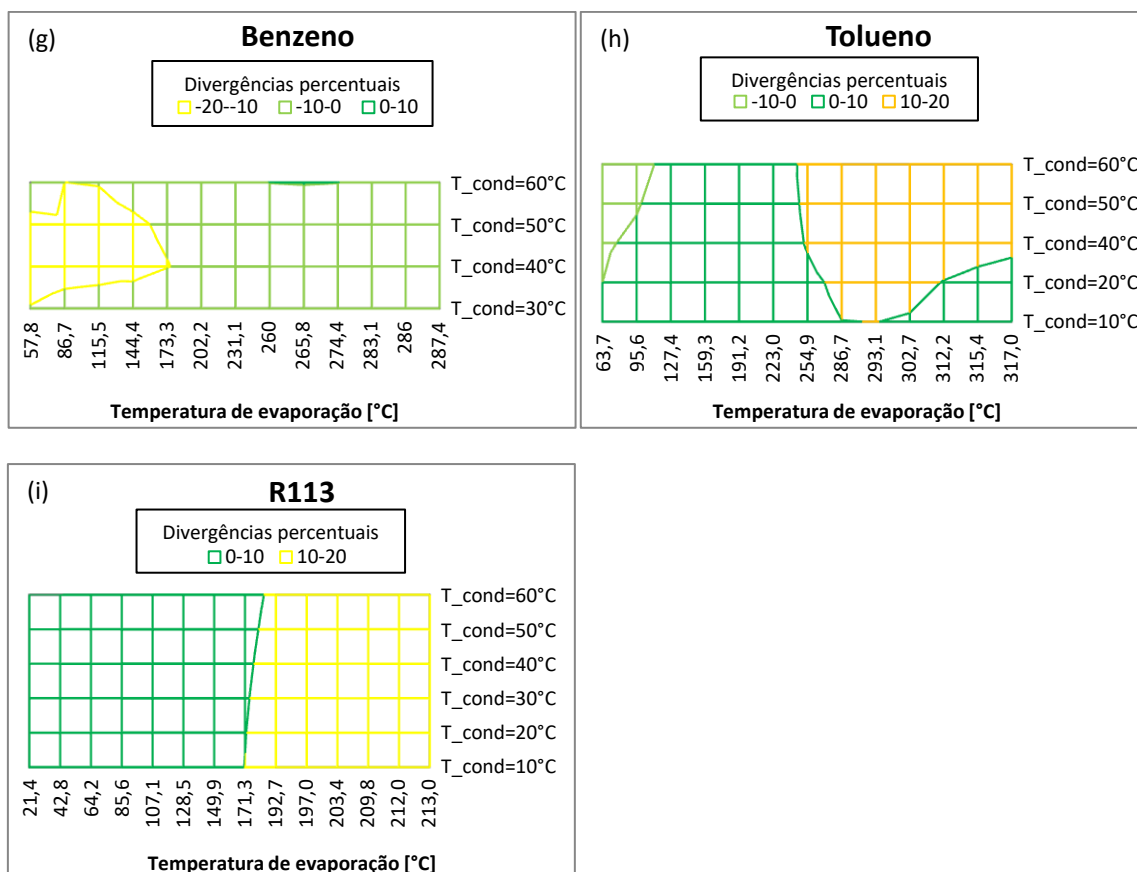


Fonte: o autor.

Considerando a efetividade do recuperador de calor igual a 1, plotaram-se os gráficos da Fig. 4.11 em forma de mapas de calor para ilustrar as faixas de temperaturas em que a divergência entre os modelos de cálculo para eficiência térmica de ciclo apresentam valores, em módulo, maiores que 10%.

Figura 4.11 – Mapas de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica de ciclos saturados com recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação, considerando efetividade do recuperador de calor igual a 1, para os fluidos (a) *n*-hexano, (b) ciclohexano, (c) *n*-heptano, (d) *n*-octano, (e) *n*-nonano, (f) *n*-decano, (g) benzeno, (h) tolueno e (i) R113.





Fonte: o autor.

As maiores divergências ocorrem, portanto, de maneira geral, para os fluidos mais secos, para as maiores temperaturas de evaporação e para os maiores valores de efetividade do recuperador de calor. O benzeno apresentou um comportamento particular, em que os maiores erros foram para temperaturas inferiores.

Porém, respeitadas as faixas de restrições exibidas na Tab. 4.3 e na Fig. 4.11, o modelo pode ser aplicado com precisão considerada satisfatória.

4.1.3 Ciclo superaquecido sem recuperação de calor (SORC)

Os resultados da simulação do modelo analítico proposto para o ciclo superaquecido e sem recuperador de calor encontram-se compilados na Tab. 4.4.

Tabela 4.4 – Intervalo de divergências de valores de eficiências térmicas do ciclo calculadas numérica e analiticamente, para cada fluido considerado.

Fluido	Superaquecimento		
	2 °C - 30 °C	50 °C	100 °C
Água	[-4,1; 5,8]	[-8,4; 3,8]	[-17,7; 1,4]
Amônia	[-11,9; 1,3]	[-16; -4,35]	[-25,7; -13]
Etanol	[-7,9; 1,6]	[-9,9; -0,9]	[-14,9; -6,1]
Propano	[-11,2; 0,2]	[-11,3; -2,6]	[-11,8; -4,5]
Isobutano	[-6,9; 4,6]	[-0,1; 6]	[-0,3; 8,6]
<i>n</i> -butano	[-6,8; 7,5]	[-0,3; 7,2]	[-2,1; 9,2]
Isopentano	[0,3; 13]	[1,7; 16,4]	[1; 22]
<i>n</i> -pentano	[0,5; 12,1]	[1,4; 15]	[0,2; 19,7]
<i>n</i> -hexano	[0,3; 19,4]	[2,1; 23,1]	[1,4; 29,3]
Ciclohexano	[-1,2; 16,9]	[-2,2; 20]	[-4,9; 25,6]
<i>n</i> -heptano	[0,4; 27,1]	[2,5; 31,3]	[2,1; 38,6]
<i>n</i> -octano	[-0,5; 34,4]	[1,7; 38,8]	[1,5; 46,6]
<i>n</i> -nonano	[0; 41,6]	[2,6; 46,2]	[2,6; 54,6]
<i>n</i> -decano	[0,2; 47,2]	[3,5; 52]	[3,3; 60,7]
<i>n</i> -dodecano	[0,6; 59,1]	[4; 63,8]	[4,3; 72,8]
Benzeno	[-7,1; 6,8]	[-2,8; 8,3]	[-6,1; 9,8]
Tolueno	[-2,4; 12,8]	[-4,1; 14,7]	[-8,2; 17,7]
R11	[-2,4; 4,4]	[-4,3; 1,5]	[-9,3; -1,4]
R22	[-15; -0,2]	[-18,2; 7,8]	[-23,4; -13,9]
R113	[0,2; 12,6]	[0,7; 14,3]	[-1,6; 16,7]
R123	[-5,8; 4,3]	[-1,8; 4,8]	[-5,1; 5,6]
R1234yf	[0,5; 7,6]	[1,8; 5,5]	[0,7; 5,5]
R1234ze	[-11; 1,13]	[-9,5; 0,2]	[-8,9; 1]
R134a	[-11,3; 4,2]	[-11,8; 0,5]	[-13; 3,1]
R141b	[-1,7; 5,1]	[-3,3; 5]	[-7,4; 4,6]
R152a	[-12,1; 0,9]	[-13,9; -4,6]	[-17,1; -6]
R227ea	[-3,5; 7,7]	[3,7; 9,6]	[7,7; 11,8]
R236fa	[-2,2; 11,4]	[2,4; 8,9]	[1,5; 11,4]
R245fa	[-4,7; 5,2]	[-0,1; 6,1]	[-2,4; 7,8]

Fonte: o autor.

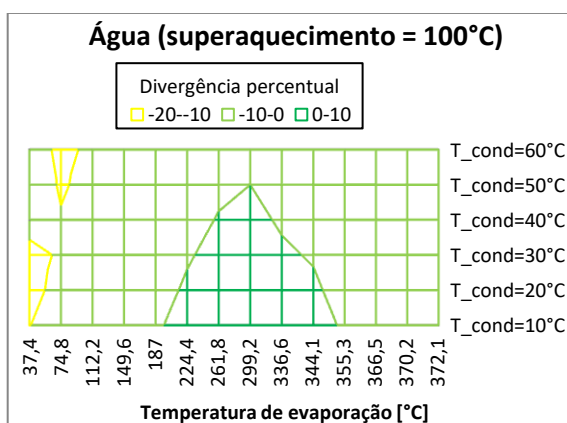
Pela análise da Tab. 4.4, nota-se que o valor da eficiência térmica do ciclo calculado pelo modelo proposto divergiu do cálculo através do método numérico dentro da faixa de $\pm 10\%$ para isobutano, *n*-butano, benzeno, R11, R123, R1234yf, R141b e R245fa independentemente do superaquecimento, em todo o espectro verificado. Os fluidos mais

secos (*n*-hexano, *n*-heptano, *n*-octano, *n*-nonano, *n*-decano, *n*-dodecano) apresentaram as maiores divergências.

Os demais fluidos apresentaram, no geral, maiores divergências, em módulo, entre modelos quando submetidos a superaquecimentos mais elevados.

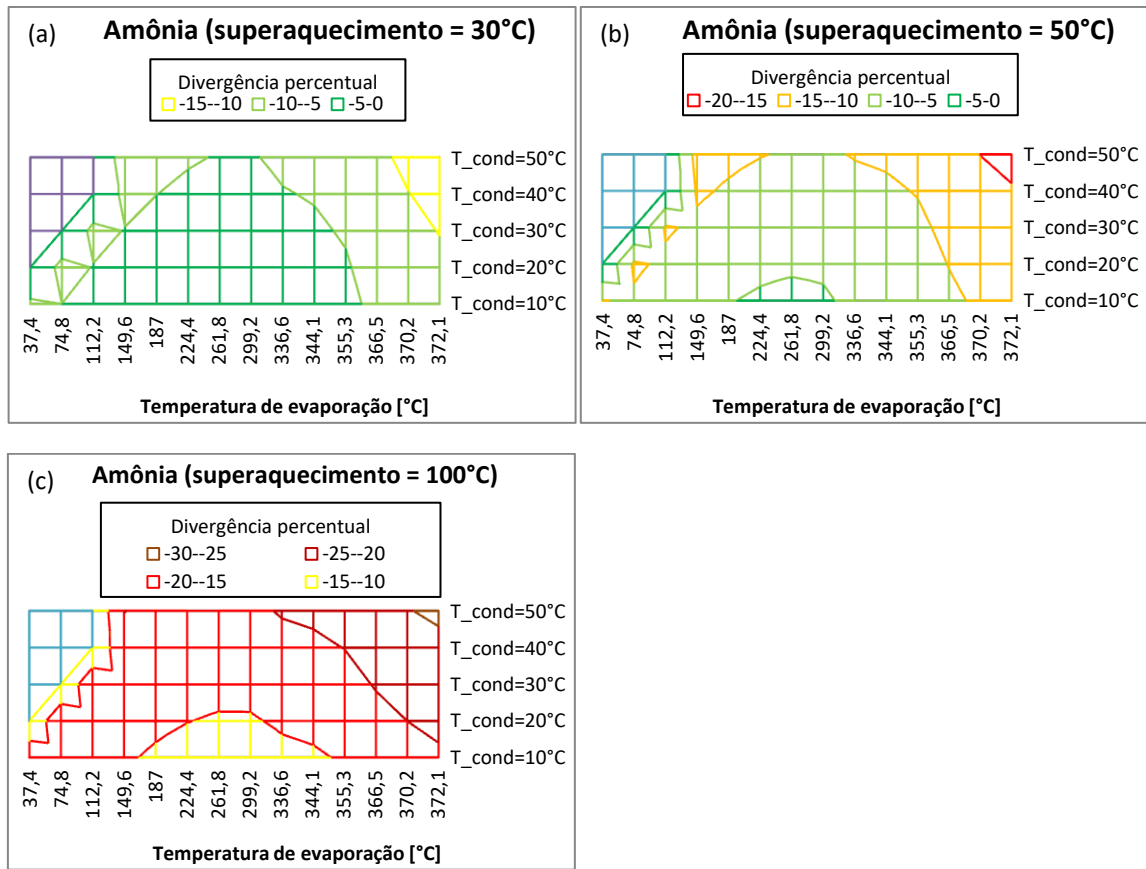
As Figs. 4.12 a 4.15, na forma de mapas de calor, ilustram as divergências entre os modelos em função das temperaturas de condensação e de evaporação, de acordo com o superaquecimento, para alguns fluidos que apresentaram divergências, em módulo, superiores a 10%.

Figura 4.12 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para a água com 100°C de superaquecimento.



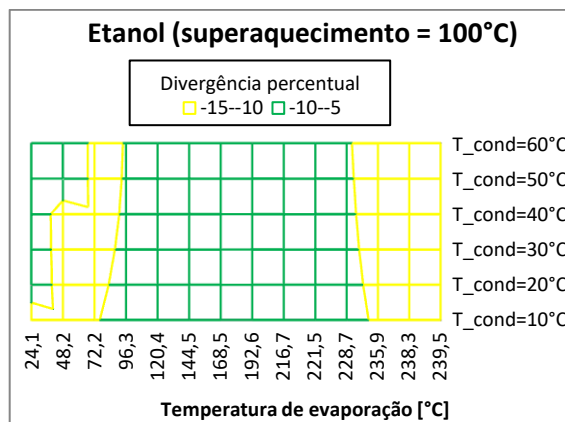
Fonte: o autor.

Figura 4.13 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para a amônia com superaquecimento de (a) 30°C, (b) 50°C e (c) 100°C.



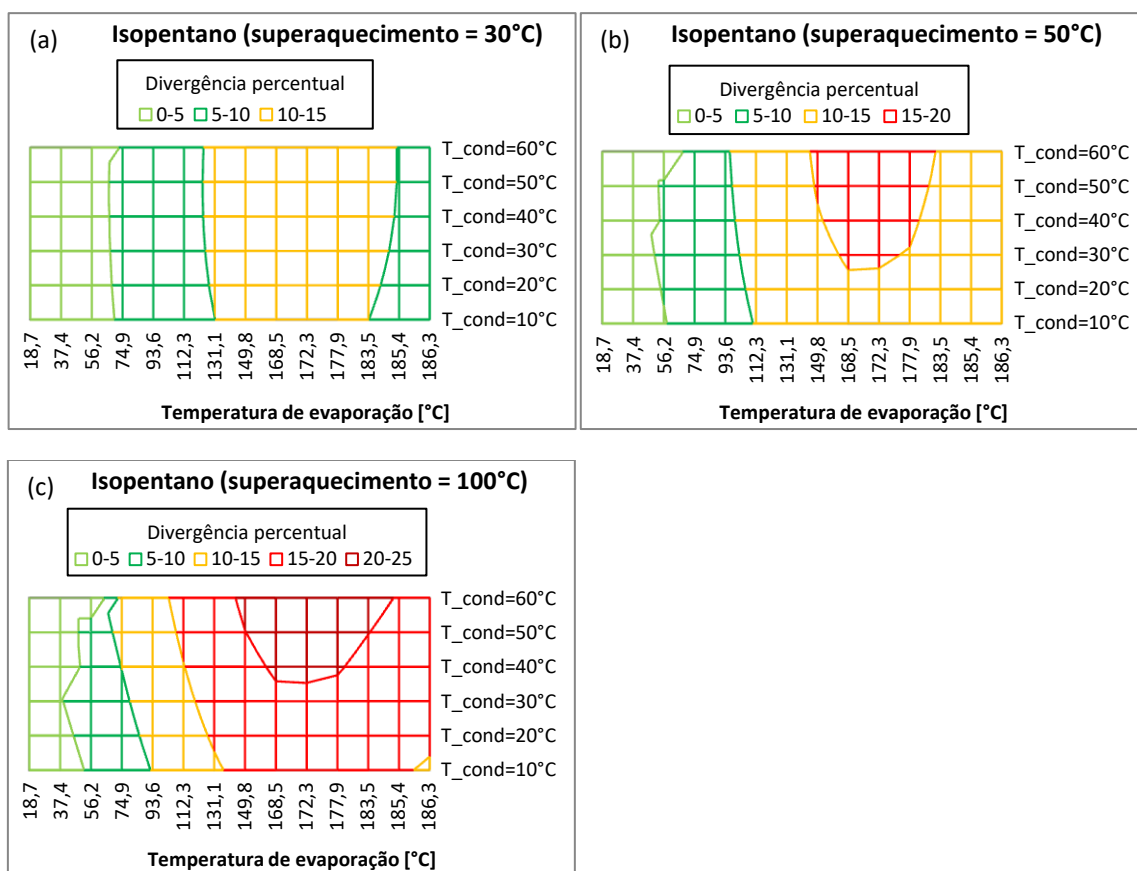
Fonte: o autor.

Figura 4.14 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para o etanol com 100°C de superaquecimento.



Fonte: o autor.

Figura 4.15 – Mapa de calor com faixas de divergências de valores de eficiência térmica do ciclo superaquecido sem recuperação de calor em função das temperaturas de condensação e de evaporação para o isopentano com superaquecimento de (a) 30°C, (b) 50°C e (c) 100°C.



Fonte: o autor.

4.1.4 Ciclo superaquecido com recuperação de calor (SRORC)

Conforme mencionado na seção 2.1 e reforçado na seção 4.1.2, o recuperador de calor só possui funcionalidade prática quando a temperatura do fluido de trabalho na saída do expensor é superior àquela na saída da bomba.

Assim, em ciclos saturados, o recuperador de calor não tem utilidade para sistemas com fluidos úmidos; entretanto, quando o fluido entra no expensor não mais no estado de vapor saturado, mas sim no estado de vapor superaquecido, após a expansão, o fluido úmido pode não mais apresentar região bifásica. Nesse caso, o recuperador de calor pode ser incluído no sistema.

Conforme abordado na validação do ciclo RORC, no item 4.1.2, o aumento da efetividade do recuperador de calor tem efeito de elevar a divergência entre o valor da eficiência de ciclo calculado através do modelo analítico proposto e o valor calculado numericamente, aumentando o valor da eficiência calculada analiticamente; assim, o ciclo SRORC apresenta limites de divergências estabelecidos entre os limites inferiores dados pelas divergências obtidas para o ciclo SORC, que pode ser compreendido como um ciclo SRORC de efetividade de recuperador de calor igual a 0, e os limites superiores dados pelas divergências obtidas para o ciclo SRORC com efetividade de recuperador de calor igual a 1.

Portanto, deve-se atentar para os pontos em que as divergências entre os valores de eficiência de ciclo calculados pelos modelos considerados são menores que -10%, pois essa divergência pode diminuir, em módulo (ou seja, ficar “mais positiva”), com a inclusão do recuperador de calor e sua efetividade diferente de zero, e o modelo analítico proposto fornecer resultado mais próximo do valor calculado numericamente.

Os pontos em que as divergências entre os modelos são próximas de 10%, por sua vez, podem ter a divergência aumentada e o resultado fornecido pelo modelo analítico para a eficiência térmica do ciclo apresentar menor precisão quando comparado com o valor calculado numericamente.

4.1.5 Considerações gerais sobre o modelo proposto

A validade do modelo é verificada para os ciclos considerados, quais sejam, ciclos saturados com e sem recuperador de calor e ciclos superaquecidos com e sem recuperador de calor.

A aplicação do modelo proposto a alguns fluidos apresentou resultados para o cálculo de eficiência térmica de ciclo com divergências percentuais consideradas bastante satisfatórias

(menor que 10%, em módulo) em relação aos resultados calculados numericamente em toda a faixa de aplicação considerada (temperaturas de condensação de 10 °C a 60°C ou a 40% da temperatura crítica e temperaturas de evaporação inferiores a 99,5% da temperatura crítica).

Já para os demais fluidos, a faixa de temperaturas em que o modelo é válido precisa ser considerada na aplicação.

De maneira geral, o modelo proposto apresentou menores divergências percentuais, em módulo, para fluidos úmidos e praticamente isoentrópicos (ou ligeiramente secos); os fluidos secos apresentaram resultados com maiores divergências entre os modelos considerados, principalmente os fluidos com maior inclinação da curva de vapor saturado no diagrama $T-s$, com destaque para n -hexano, ciclohexano, n -heptano, n -octano, n -nonano, n -decano e n -dodecano.

Como as equações dos ciclos considerados dependem diretamente da equação para o ciclo saturado e sem recuperação de calor (Eq. (3.39)), os fluidos para os quais os limites inferiores e superiores da faixa de divergências percentuais são mais extremos tendem a apresentar maiores divergências com a aplicação do modelo proposto, sobretudo, quando submetidos a superaquecimentos mais elevados.

No entanto, apesar das divergências entre os modelos verificadas para alguns fluidos, o modelo proposto mostrou-se robusto, principalmente para aplicações cujas temperaturas de evaporação são inferiores a 150°C; para aplicações em temperaturas superiores, as faixas de divergências devem ser observadas.

4.2 Influência de diferentes parâmetros na eficiência térmica do ciclo

Com o modelo analítico proposto validado para os objetivos deste trabalho, analisaram-se os efeitos que algumas alterações de parâmetros operacionais e/ou de projeto têm sobre a eficiência térmica do ciclo.

4.2.1 Temperaturas de condensação e de evaporação

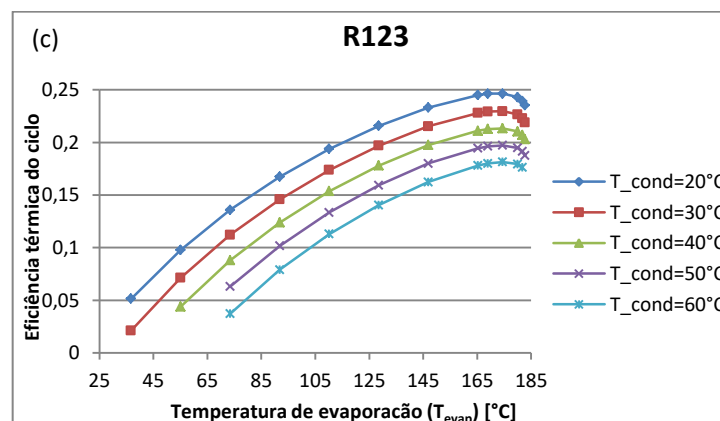
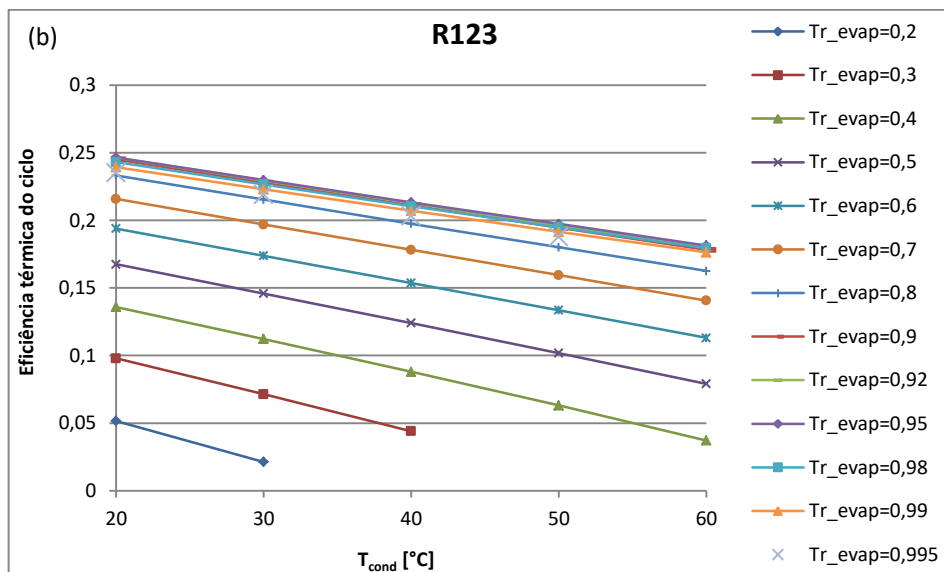
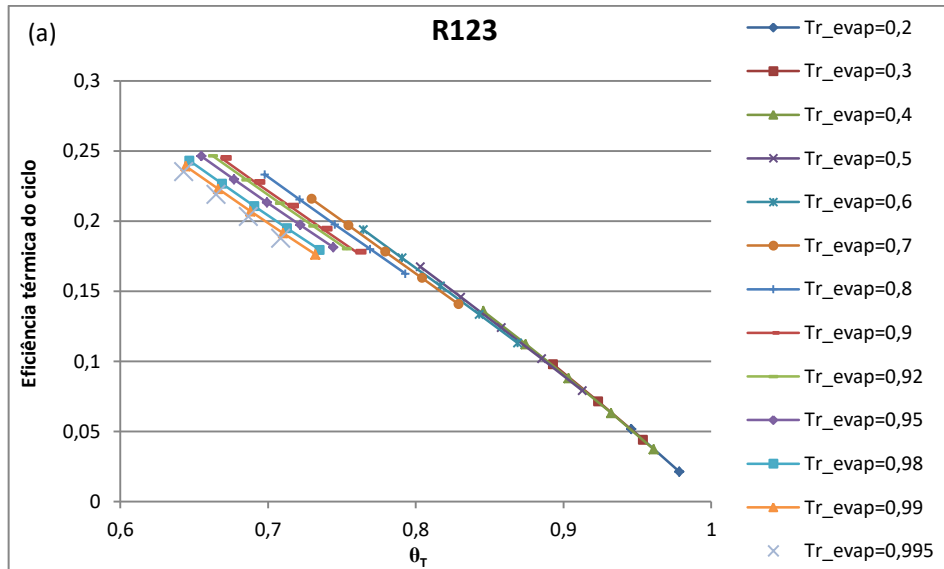
Conforme a discussão feita no item 4.1.1, fixada a temperatura de evaporação, o parâmetro k será função do fluido de trabalho; assim, por inspeção da Eq. (3.38), a eficiência térmica do ciclo saturado e sem recuperação de calor tende a diminuir com o aumento da temperatura de condensação, conforme esperado.

Em relação à temperatura de evaporação, para mesma temperatura de condensação, a eficiência do ciclo tende a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação até atingir um valor máximo em temperaturas próximas da temperatura crítica, podendo exibir ligeira queda.

Os demais ciclos (com superaquecimento e/ou recuperação de calor) possuem a mesma tendência, já que suas equações dependem diretamente do resultado da equação para o ciclo saturado e sem recuperação de calor (Eq. (3.42)) e possuem formatos semelhantes, conforme inspeção das Eqs. (3.42), (3.54), (3.66) e (3.72).

A Fig. 4.16 ilustra o comportamento da eficiência de ciclo para o caso do fluido R123.

Figura 4.16 – Gráficos de eficiências térmicas de ciclos saturados sem recuperação de calor, considerando eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1, em função da efetividade do recuperador de calor, para temperaturas de condensação de (a) θ_T , (b) T_{cond} e (c) T_{evap} para o fluido R123.



Fonte: o autor.

4.2.2 Superaquecimento

As Eqs. (3.42) e (3.66) expressam, respectivamente, a eficiência térmica de ciclos saturados (ORC) e superaquecidos (SORC) sem a presença de recuperador de calor, em função do parâmetro k , da temperatura de evaporação e da razão entre temperaturas de condensação e de evaporação.

$$\eta_{th,ORC,s} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)} \quad (3.42)$$

$$\eta_{th,SORC,s} = \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 + Ja_{sup}) \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)} \quad (3.66)$$

A variação na eficiência térmica do ciclo ao se adotar superaquecimento pode ser obtida através da subtração das Eqs. (3.66) – (3.42):

$$\Delta\eta_{th,SORC-ORC,s} \approx Ja_{sup} \cdot \frac{T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)} \quad (4.1)$$

A análise da ordem de grandeza dessa variação de eficiência térmica pode ser compreendida por meio da análise da ordem de grandeza dos termos da Eq. (4.1).

$$O(\Delta\eta_{th,SORC-ORC,s}) = O\left(Ja_{sup} \cdot \frac{T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)}\right) \quad (4.2)$$

$$O\left(Ja_{sup} \cdot \frac{T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2)}\right) = O(Ja_{sup}) \cdot \frac{O(T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2)}{O(k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2))} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned}
O(Ja_{sup}) \cdot \frac{O(T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2)}{O(k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2))} &= \\
&= O(Ja_{sup}) \cdot \frac{O(T_{evap}) \cdot O((1 - \theta_T)^2)}{O(k) + O(T_{evap}) \cdot O(1 - \theta_T^2)} \quad (4.4)
\end{aligned}$$

em que:

$$T_{evap} > 283 [K] \rightarrow O(T_{evap}) = 10^2 \quad (4.5)$$

$$0 < \theta_T < 1 \rightarrow O(\theta_T) = 10^{-1} \quad (4.6)$$

Para determinar a ordem de grandeza de k e de Ja_{sup} , analisam-se, respectivamente, a ordem de grandeza dos termos das Eqs. (3.42) e (3.66).

Partindo da Eq. (3.38):

$$O(\eta_{th,ORC,s}) = \frac{O(k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2)}{O(k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2))} \quad (4.7)$$

$$O(\eta_{th,ORC,s}) = \frac{O(k) \cdot O(1 - \theta_T) + O(T_{evap}) \cdot O((1 - \theta_T)^2)}{O(k) + O(T_{evap}) \cdot O(1 - \theta_T^2)} \quad (4.8)$$

em que:

$$O(\eta_{th,ORC,s}) = 10^{-1} \quad (4.9)$$

$$O(1 - \theta_T) = O(1 - 10^{-1}) = 10^{-1} \quad (4.10)$$

$$O((1 - \theta_T)^2) = 10^{-1} \quad (4.11)$$

$$10^{-1} = \frac{O(k) \cdot 10^{-1} + 10^2 \cdot 10^{-1}}{O(k) + 10^2 \cdot 10^{-1}} \quad (4.12)$$

$$\therefore O(k) \geq 10^2 \quad (4.13)$$

Continuando o raciocínio para a Eq. (3.66):

$$\begin{aligned} O(\eta_{th,SORC,s}) &= \\ &= \frac{O(k) \cdot O(1 - \theta_T) + O(T_{evap}) \cdot O(1 + Ja_{sup}) \cdot O((1 - \theta_T)^2)}{O(k) + O(T_{evap}) \cdot O(1 - \theta_T^2)} \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$10^{-1} = \frac{10^2 \cdot 10^{-1} + 10^2 \cdot O(1 + Ja_{sup}) \cdot 10^{-1}}{10^2 + 10^2 \cdot 10^{-1}} \quad (4.15)$$

$$\therefore O(Ja_{sup}) < O(1) \rightarrow O(Ja_{sup}) \leq 10^{-1} \quad (4.16)$$

Assim, substituindo as Eqs. (ou inequações) (4.3), (4.4), (4.5), (4.6), (4.10), (4.11), (4.13) e (4.16) na Eq. (4.2):

$$O(\Delta\eta_{th,SORC-ORC,s}) = O(Ja_{sup}) \cdot \frac{O(T_{evap}) \cdot O((1 - \theta_T)^2)}{O(k) + O(T_{evap}) \cdot O(1 - \theta_T^2)} \quad (4.17)$$

$$O(\Delta\eta_{th,SORC-ORC,s}) = O(Ja_{sup}) \cdot \frac{10^2 \cdot 10^{-1}}{10^2 + 10^2 \cdot 10^{-1}} \approx O(Ja_{sup}) \cdot \frac{1}{O(k)} \quad (4.18)$$

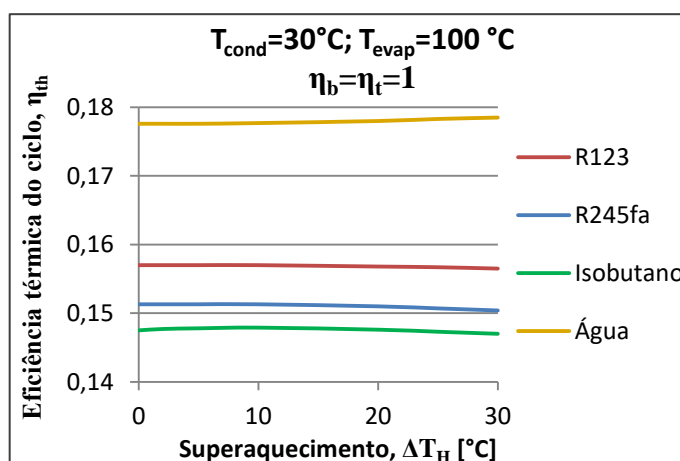
$$\therefore O(\Delta\eta_{th,SORC-ORC,s}) \leq 10^{-3} \quad (4.19)$$

O resultado da Eq. (4.19) é importante na medida em que fornece indicativo de não é esperado grandes alterações na eficiência térmica do ciclo com o superaquecimento do fluido de trabalho em alguns graus quando o recuperador de calor estiver ausente, pois, a variação de eficiência tem uma ordem de grandeza, aproximadamente, 10 vezes menor que a da eficiência térmica do ciclo, e essa variação de eficiência térmica é tão menor quanto menor for o superaquecimento, uma vez que o Ja_{sup} também é menor, e quanto maior for o fator k .

Portanto, se o fluido de trabalho não for úmido, do ponto de vista da eficiência térmica do ciclo, o superaquecimento do fluido não exibe benefícios.

A Fig. 4.17 ilustra a variação da eficiência térmica do ciclo, para os fluidos R123, R245fa, isobutano e água, em função do superaquecimento, considerando temperatura de condensação de 30 °C, temperatura de evaporação de 100 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor iguais a 1. Nos casos ilustrados, a variação da eficiência térmica foi inferior a 1%.

Figura 4.17 – Eficiência térmica do ciclo em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando R123, R245fa, isobutano e água evaporando a 100 °C e condensando a 30 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor iguais a 1.



Fonte: o autor.

4.2.3 Presença de recuperador de calor

Para analisar o efeito da presença de um recuperador de calor em um ciclo saturado na eficiência térmica do ciclo, raciocínio análogo ao realizado no item 4.2.2 é utilizado.

Aplicando a análise de ordem de grandeza na Eq. (3.41), do ciclo ORC:

$$O(\eta_{th,ORC,s}) = O(1) - O\left(\frac{\theta_T \cdot (1 + Ja_{pre})}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T)Ja_{pre}}\right) = 10^{-1} \quad (4.20)$$

$$\therefore O\left(\frac{\theta_T \cdot (1 + Ja_{pre})}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T)Ja_{pre}}\right) = 10^{-1} \quad (4.21)$$

$$\frac{O(\theta_T) \cdot O(1 + Ja_{pre})}{O(1) + O\left(\frac{1}{2}\right) \cdot O(1 + \theta_T) \cdot O(Ja_{pre})} = 10^{-1} \quad (4.22)$$

$$\frac{10^{-1} \cdot O(1 + Ja_{pre})}{1 + 10^{-1} \cdot 1 \cdot O(Ja_{pre})} = 10^{-1} \rightarrow O(Ja_{pre}) \leq 10^{-1} \quad (4.23)$$

Seguindo a mesma lógica para a Eq. (3.53), do ciclo RORC, com a substituição

$$\frac{T_{cond}}{T_{evap}} = \theta_T:$$

$$O(\eta_{th,RORC,s}) = O(1) - O\left(\frac{\theta_T \cdot (1 + Ja_{pre}) - Ja_{\varepsilon}}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T) \cdot Ja_{pre} - Ja_{\varepsilon}}\right) = 10^{-1} \quad (4.24)$$

$$\therefore O\left(\frac{\theta_T \cdot (1 + Ja_{pre}) - Ja_{\varepsilon}}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T)Ja_{pre} - Ja_{\varepsilon}}\right) = 10^{-1} \quad (4.25)$$

$$\frac{O(\theta_T) \cdot O(1 + Ja_{pre}) - O(Ja_{\varepsilon})}{O(1) + O\left(\frac{1}{2}\right) \cdot O(1 + \theta_T) \cdot O(Ja_{pre}) - O(Ja_{\varepsilon})} = 10^{-1} \quad (4.26)$$

$$\frac{10^{-1} \cdot 1 - O(Ja_{\varepsilon})}{1 + 10^{-1} \cdot 1 \cdot O(Ja_{pre}) - O(Ja_{\varepsilon})} = 10^{-1} \quad (4.27)$$

$$\frac{10^{-1} - O(Ja_{\varepsilon})}{1 - O(Ja_{\varepsilon})} = 10^{-1} \rightarrow O(Ja_{\varepsilon}) \leq 10^{-1} \quad (4.28)$$

A variação da eficiência térmica do ciclo ao se adicionar um recuperador de calor pode ser calculada pela subtração da Eq. (3.39) da Eq. (3.53), (3.53) – (3.39), que resulta em:

$$\Delta\eta_{th,RORC-ORC,s} = \frac{Ja_{\varepsilon} \cdot (1 - \eta_{th,ORC,s})}{1 + \frac{1}{2} \cdot (1 + \theta_T) \cdot Ja_{pre} - Ja_{\varepsilon}} \quad (4.29)$$

Aplicando a análise da ordem de grandeza na Eq. (4.29):

$$\begin{aligned} O(\Delta\eta_{th,RORC-ORC,s}) &= \\ &= \frac{O(Ja_{\varepsilon}) \cdot O(1 - \eta_{th,ORC,s})}{O(1) + O\left(\frac{1}{2}\right) \cdot O(1 + \theta_T) \cdot O(Ja_{pre}) - O(Ja_{\varepsilon})} \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$O(\Delta\eta_{th,RORC-ORC,s}) = \frac{O(Ja_{\varepsilon}) \cdot 10^{-1}}{1 + 10^{-1} \cdot 1 \cdot O(Ja_{pre}) - O(Ja_{\varepsilon})} \quad (4.31)$$

$$O(\Delta\eta_{th,RORC-ORC,s}) = \frac{O(Ja_{\varepsilon}) \cdot 10^{-1}}{1 + 10^{-2} - O(Ja_{\varepsilon})} \approx O(Ja_{\varepsilon}) \cdot 10^{-1} \quad (4.32)$$

$$\therefore O(\Delta\eta_{th,RORC-ORC,s}) = 10^{-2} \quad (4.33)$$

O resultado da Eq. (4.33) indica que, diferentemente da variação de eficiência térmica de ciclo resultante de um superaquecimento do fluido de trabalho, a variação de eficiência térmica de ciclo resultante da inclusão de um recuperador de calor pode ser relevante, pois é da mesma ordem de grandezado parâmetro Ja_{ε} , que, a depender das características do fluido e do valor da efetividade do recuperador de calor, pode ser da mesma ordem de grandeza da eficiência térmica de ciclo, qual seja, 10^{-2} .

4.2.4 Presença de recuperador de calor e superaquecimento

Para analisar se o superaquecimento do fluido de trabalho em um ciclo com presença de recuperador de calor possui efeito positivo, inspecionou-se o sinal da diferença entre as

eficiências térmicas de ciclo SRORC e RORC, ou seja, se $\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s}$ é maior ou menor que zero e se a ordem de grandeza dessa equação é relevante frente à ordem de grandeza das eficiências térmicas do ciclo.

Fazendo subtração da Eq. (3.54) da Eq. (3.70), (3.70) – (3.54):

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s} &= \\ &= \frac{\eta_{th,ORC,s} + Ja_{sup} \cdot (\eta_{th,BC,s} - \eta_{th,ORC,s})}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \\ &= \frac{k \cdot (1 - \theta_T) + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T)^2}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2) - k \cdot Ja_{\varepsilon}} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Reorganizando os termos da Eq. (4.34) e colocando a Eq. (3.54) em função de $\eta_{th,ORC,s}$, fazendo $\eta_{th,RORC,s} = \eta_{th,ORC,s} + \Delta\eta_{th,RORC-ORC,s}$:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s} &= \\ &= \eta_{th,ORC,s} \cdot \left(\frac{1 - Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right) + \eta_{th,BC,s} \cdot \left(\frac{Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right) - \eta_{th,ORC,s} \\ &\cdot \left(1 + \frac{k \cdot Ja_{\varepsilon}}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2) - k \cdot Ja_{\varepsilon}} \right) \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s} &= \\ &= \eta_{th,ORC,s} \cdot \left(\frac{1 - Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} - 1 - \frac{k \cdot Ja_{\varepsilon}}{k + T_{evap} \cdot (1 - \theta_T^2) - k \cdot Ja_{\varepsilon}} \right) + \eta_{th,BC,s} \\ &\cdot \left(\frac{Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right) \end{aligned} \quad (4.36)$$

Desenvolvendo a Eq. (4.36), chega-se à Eq. (4.37):

$$\begin{aligned}
\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s} &= \\
&= \eta_{th,BC,s} \cdot \left(\frac{Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right) - \eta_{th,ORC,s} \cdot \left(\frac{Ja_{sup} - Ja_{\varepsilon'}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right) \cdot \eta_{th,RORC,s} \\
&\quad - \Delta\eta_{th,RORC-ORC} \cdot \left(\frac{1 - Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right)
\end{aligned} \tag{4.37}$$

Aplicando a análise da ordem de grandeza na Eq. (4.37):

$$\begin{aligned}
O(\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s}) &= \\
&= O(\eta_{th,BC,s}) \cdot O\left(\frac{Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}}\right) - O(\eta_{th,ORC,s}) \cdot O\left(\frac{Ja_{sup} - Ja_{\varepsilon'}}{1 - Ja_{\varepsilon'}}\right) \cdot O(\eta_{th,RORC,s}) \\
&\quad + O(\Delta\eta_{th,RORC-ORC}) \cdot O\left(\frac{1 - Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}}\right)
\end{aligned} \tag{4.38}$$

A ordem de grandeza do termo $Ja_{sup} - Ja_{\varepsilon'}$ é menor que a ordem de 1, bem como a do termo Ja_{sup} . Assim:

$$O(\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s}) = 10^{-1} \cdot \frac{O(Ja_{sup})}{10^{-1}} - 10^{-1} \cdot \frac{10^{-1}}{10^{-1}} \cdot 10^{-1} - 10^{-2} \cdot \frac{10^{-1}}{10^{-1}} \tag{4.39}$$

$$O(\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s}) \approx O(Ja_{sup}) \cdot 10^{-1} \tag{4.39}$$

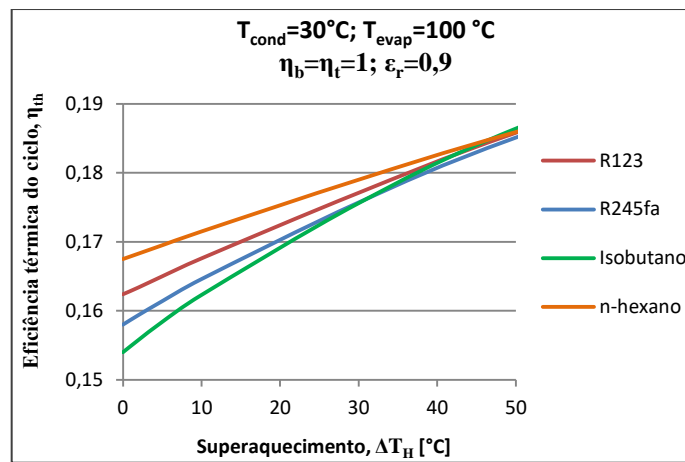
$$\therefore O(\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s}) \leq 10^{-2} \tag{4.40}$$

Além disso, $\Delta\eta_{th,SRORC-RORC,s} > 0$, uma vez que o termo $\eta_{th,BC,s} \cdot \left(\frac{Ja_{sup}}{1 - Ja_{\varepsilon'}} \right)$, que é o termo de maior ordem de grandeza, é positivo. Esses resultados mostram que a presença do superaquecimento em um ciclo recuperativo pode promover um aumento relevante na eficiência térmica do ciclo.

A Fig. 4.18 ilustra a variação da eficiência térmica do ciclo, para os fluidos R123, R245fa, isobutano e água, em função do superaquecimento em ciclos que apresentam

recuperador de calor, considerando temperatura de condensação de 30 °C, temperatura de evaporação de 100 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1, e efetividade do recuperador de calor igual a 0,9. Nos casos ilustrados, a variação da eficiência térmica foi na ordem de 20%.

Figura 4.18 – Eficiência térmica do ciclo em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando R123, R245fa, isobutano e água evaporando a 100 °C e condensando a 30 °C e eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1 e efetividade do recuperador de calor igual a 0,9.



Fonte: o autor.

4.2.5 Eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor

As análises efetuadas nos itens 4.2.1 a 4.2.4 foram feitas com base no ciclo com eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor iguais a 1. Entretanto, na prática, as eficiências isoentrópicas desses componentes são menores que 1 devido a presença de perdas por irreversibilidades.

A Eq. (3.75) representa uma aproximação deduzida para a inclusão do efeito das eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor na eficiência térmica do ciclo; assim, com os valores apropriados para eficiência térmica do ciclo reversível, $\eta_{th,S}$, e utilização do valor

de PWHR adequado para cada configuração de ciclo, o perfil da equação deverá ser o mesmo, independente do ciclo.

$$\eta_{th,b,t} = \eta_t \cdot \eta_{th,s} - (\eta_b^{-1} - \eta_t) \cdot PWHT \quad (3.75)$$

Por inspeção da Eq. (3.75), percebe-se que as eficiências isoentrópicas da bomba e do expansor não influenciam a eficiência térmica de maneira igualitária. Além disso, influenciam diferentemente dependendo das características do ciclo e do fluido, uma vez que o volume específico, a diferença entre pressões de evaporação e de condensação e a energia térmica específica no evaporador são consideradas.

Dada configuração de ciclo, fixando fluido de trabalho, pressões e temperaturas de trabalho e presença ou ausência de recuperador de calor, as derivações parciais da Eq. (3.75) podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \eta_{th,b,t}}{\partial \eta_b} = \eta_b^{-2} \cdot PWHT \quad (4.41a)$$

$$\frac{\partial \eta_{th,b,t}}{\partial \eta_t} = \eta_{th,s} + PWHT \quad (4.41b)$$

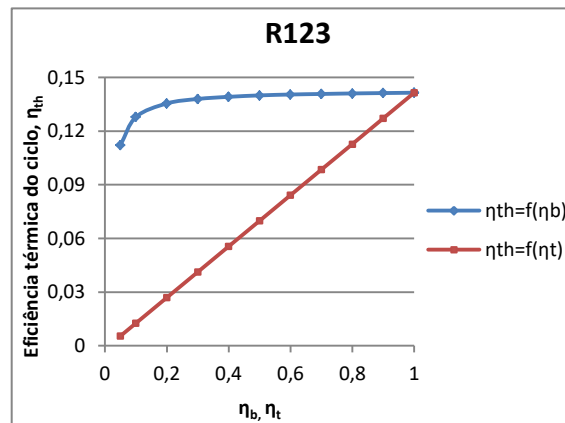
A influência da eficiência isoentrópica da bomba, portanto, varia de acordo com a própria eficiência isoentrópica da bomba; já a influência da eficiência isoentrópica do expansor, definida a configuração do ciclo, é constante e não depende nem da eficiência isoentrópica da bomba nem da eficiência isoentrópica do expansor.

Visando a ilustrar as aplicações enquadradas nos objetivos deste trabalho, que incluem o projeto de uma bancada experimental que simule sistemas de baixa potência (10 kWt) acoplados a fontes de calor de baixa temperatura (inferiores a 200 °C), definiram-se duas fontes de calor: água quente a 95 °C e gás a 200 °C, e plotaram-se os gráficos das Figs. 4.18 a

4.22, considerando temperaturas de evaporação inferiores às temperaturas das fontes de calor e temperaturas de condensação de 30 °C.

A Fig. 4.19 ilustra a diferença das influências das eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor na eficiência térmica de um ciclo saturado sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em que a curva azul foi gerada com $\eta_t = 1$ e η_b variável e a curva vermelha, com $\eta_b = 1$ e η_t variável.

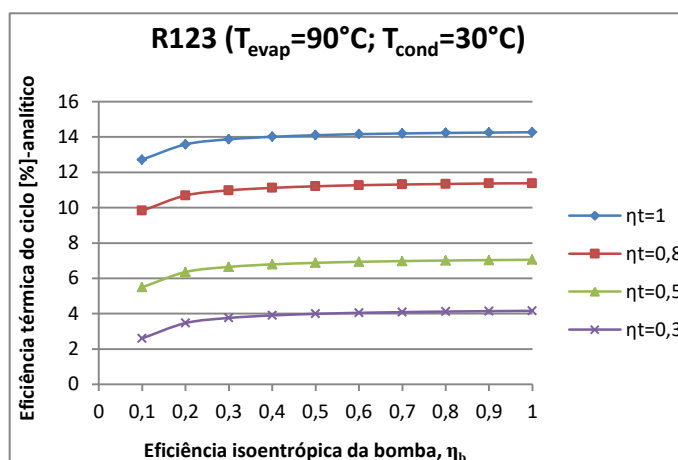
Figura 4.19 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da variação da eficiência da bomba e do expensor.



Fonte: o autor.

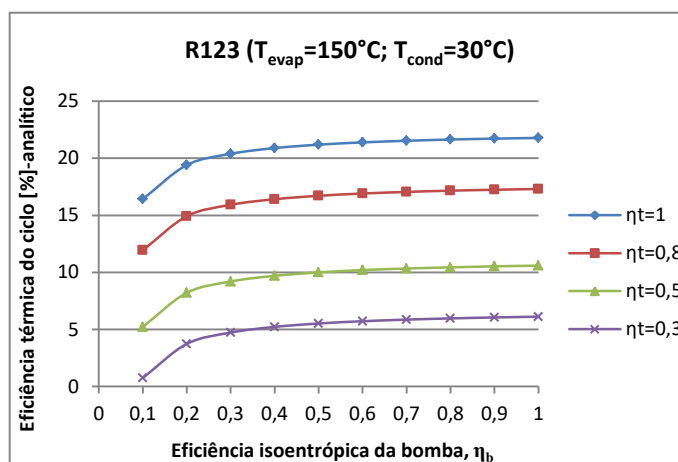
As Figs. 4.20 e 4.21 representam as eficiências térmicas do ciclo calculadas pelo modelo analítico proposto, de acordo com as eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor, para um ciclo saturado sem recuperação de calor funcionando a R123 com temperaturas de evaporação, respectivamente, de 90°C e 150°C, e temperatura de condensação de 30°C; as Figs. 4.22 e 4.23 comparam os valores de eficiências térmicas do ciclo obtidos por cálculos analíticos e numéricos, destacando as divergências percentuais entre os métodos de cálculo.

Figura 4.20 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da eficiência da bomba, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor.



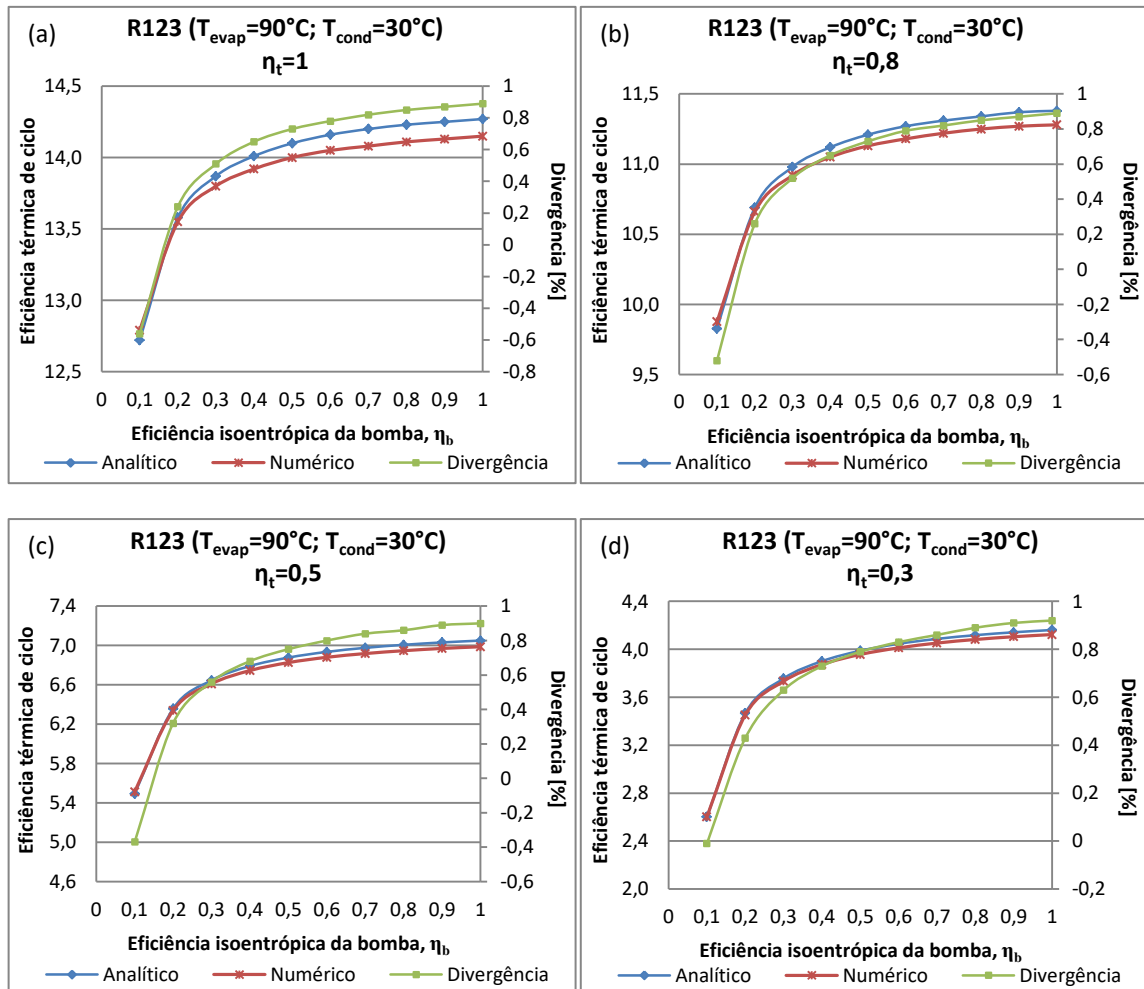
Fonte: o autor.

Figura 4.21 – Eficiência térmica de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da eficiência da bomba, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor.



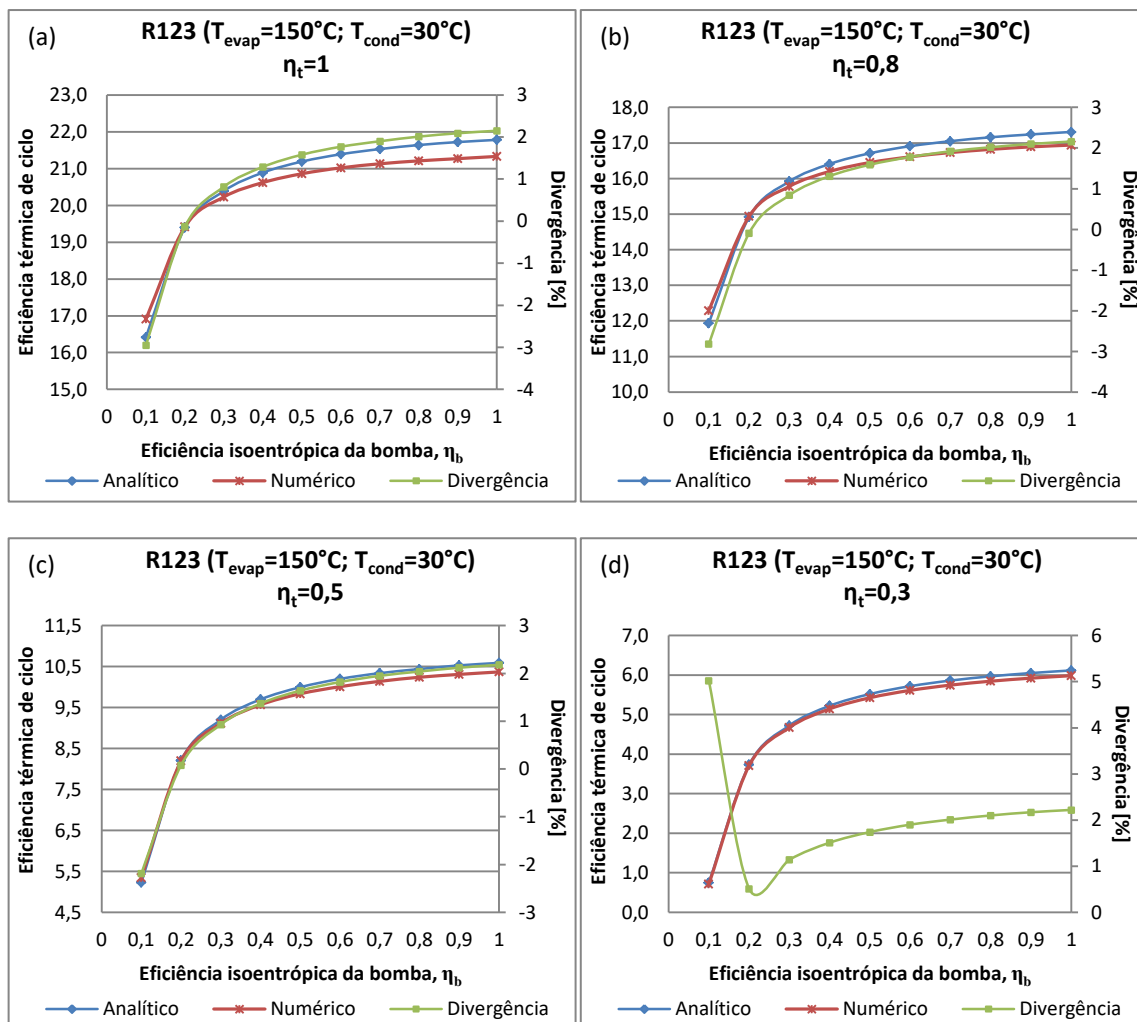
Fonte: o autor.

Figura 4.22 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 90\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da eficiência da bomba, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3.



Fonte: o autor.

Figura 4.23 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com R123 a $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da eficiência da bomba, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3.



Fonte: o autor.

Observa-se que a eficiência isoentrópica do expansor exerce maior influência sobre a eficiência térmica do ciclo e, conforme esperado pela análise das Eqs. (4.41a) e (4.41b), com perfil de variação linear e proporcional; a eficiência isoentrópica da bomba, por sua vez, apesar de representar menor influência sobre a eficiência térmica do ciclo em comparação com a eficiência isoentrópica do expansor, não deve ser negligenciada, pois, quando apresenta valores reduzidos (inferiores a 0,3), diminui a eficiência térmica do ciclo de maneira mais acentuada.

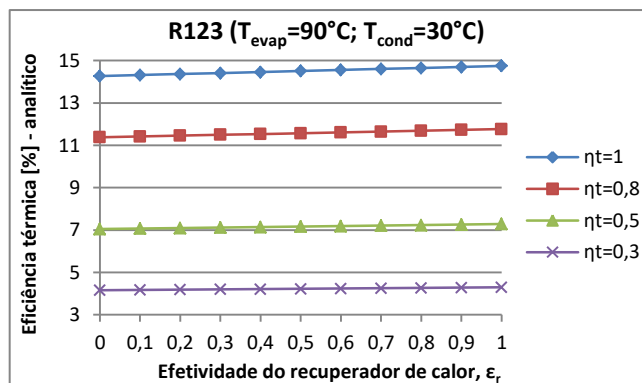
Isso posto, é fundamental para a obtenção de um ciclo mais eficiente, em que os esforços na otimização do expensor sejam aumentados, sem, no entanto, desprezar a especificação de uma bomba adequada.

4.2.6 Efetividade do recuperador de calor

Conforme abordado nos itens 4.2.3 e 4.2.4, a presença de um recuperador de calor no sistema pode representar um aumento significativo na eficiência térmica do ciclo, dependendo das características do fluido e das temperaturas (pressões) de condensação e de evaporação.

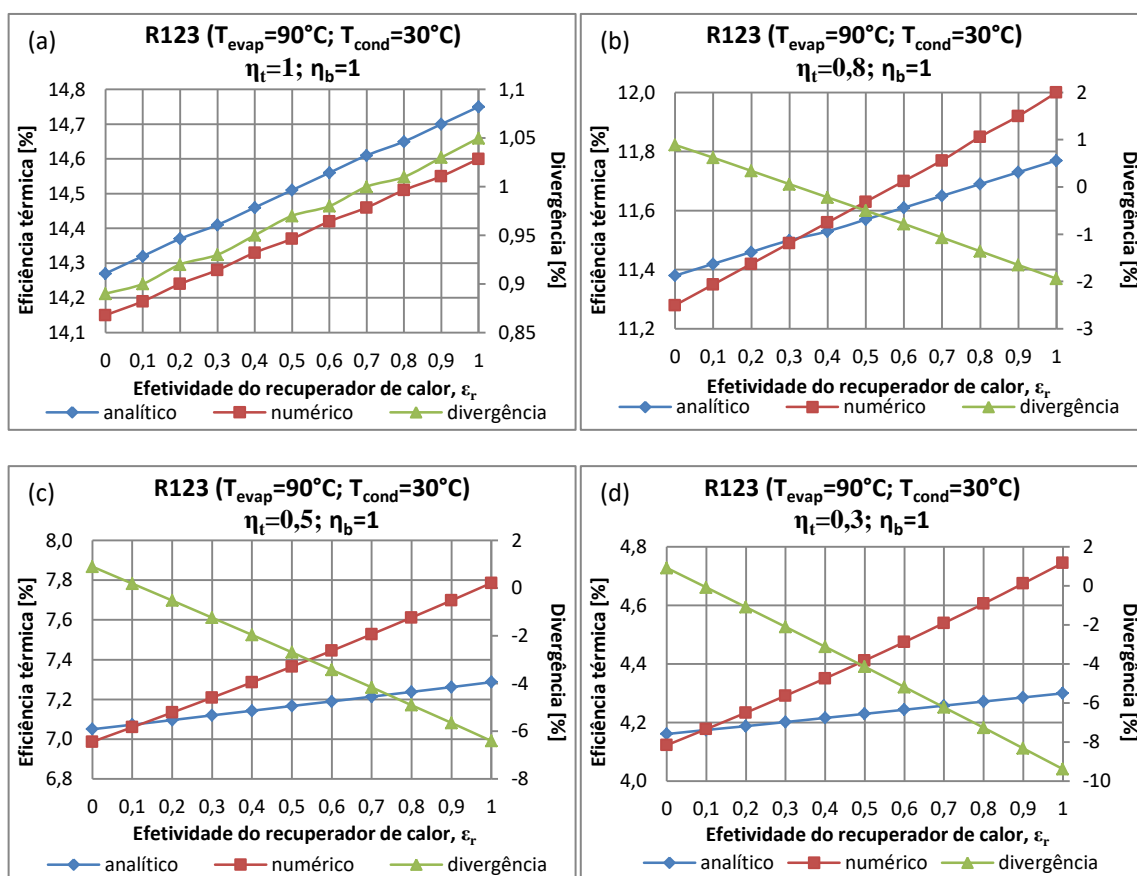
Para ilustrar esse efeito, as Figs. 4.24 a 4.31 a seguir são utilizadas. As Figs. 4.24 e 4.26 representam as eficiências térmicas do ciclo calculadas analiticamente para ciclos saturados com recuperação de calor, funcionando com o fluido R123 evaporando, respectivamente, a 90 °C e a 150 °C, variando de 0 a 1 a efetividade do recuperador de calor, e considerando a eficiência isoentrópica da bomba igual a 1, para eficiências isoentrópicas do expensor iguais a 1, 0,8, 0,5 e 0,3; as Figs. 4.25 e 4.27 comparam as eficiências térmicas do ciclo calculadas analítica e numericamente, para as situações das Figs. 4.24 e 4.26. As Figs. 4.28 a 4.3 repetem para o isopentano o mesmo procedimento realizado para o R123.

Figura 4.24 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



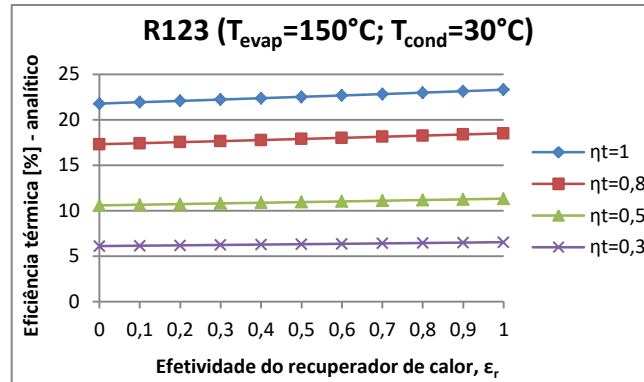
Fonte: o autor.

Figura 4.25 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



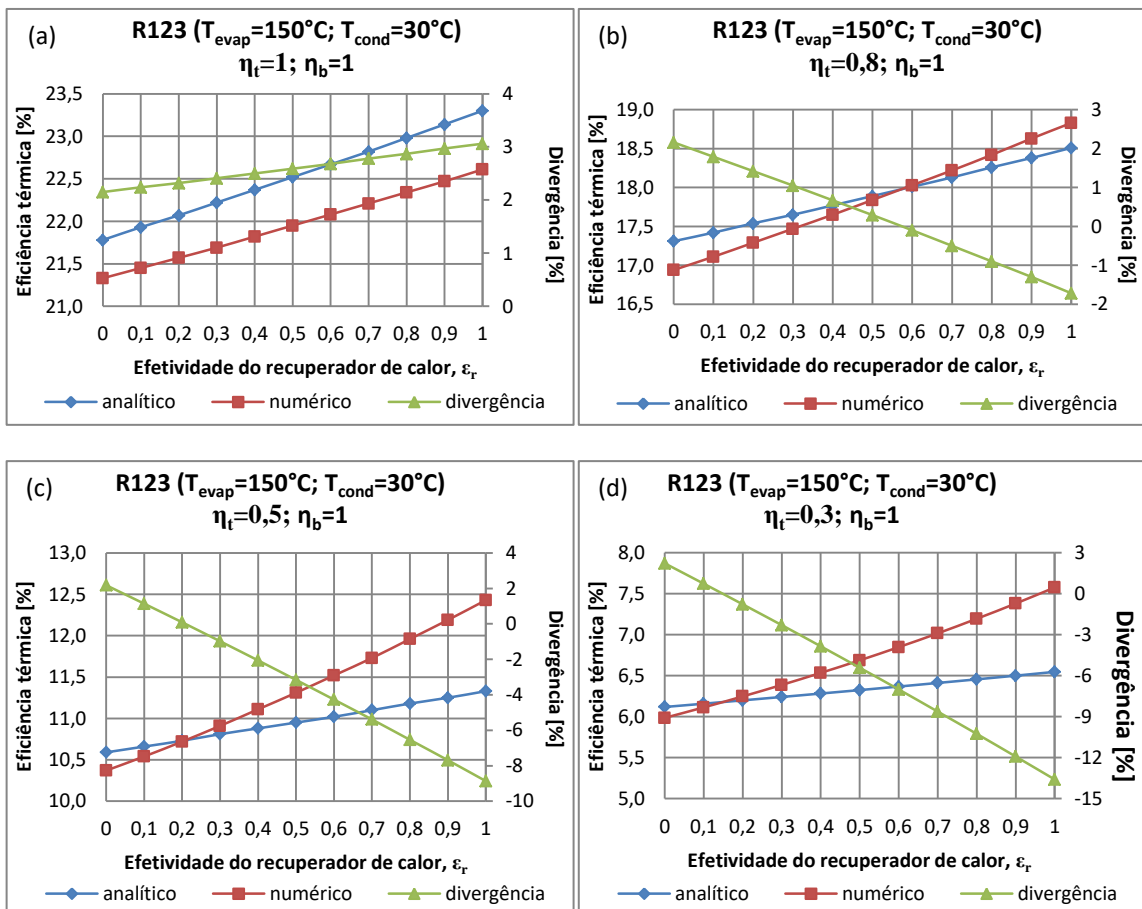
Fonte: o autor.

Figura 4.26 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



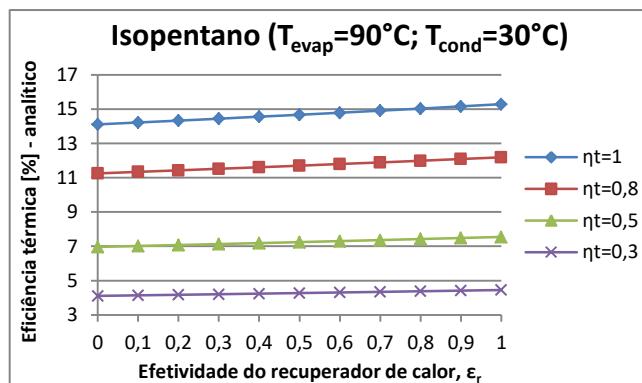
Fonte: o autor.

Figura 4.27 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com R123, $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



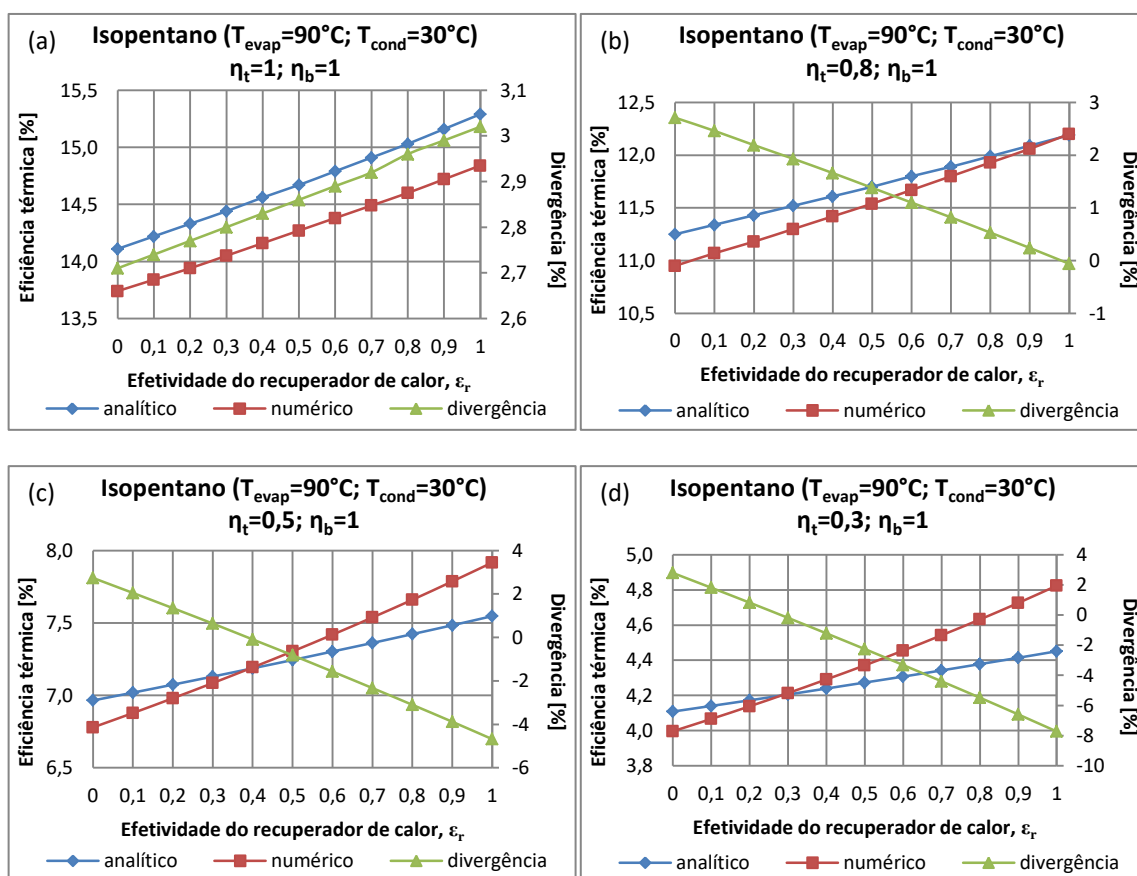
Fonte: o autor.

Figura 4.28 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expansor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



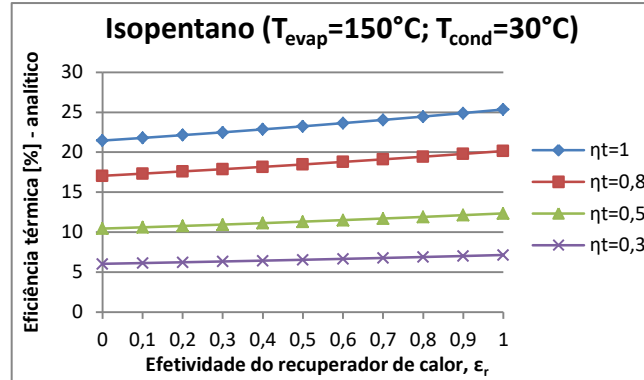
Fonte: o autor.

Figura 4.29 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



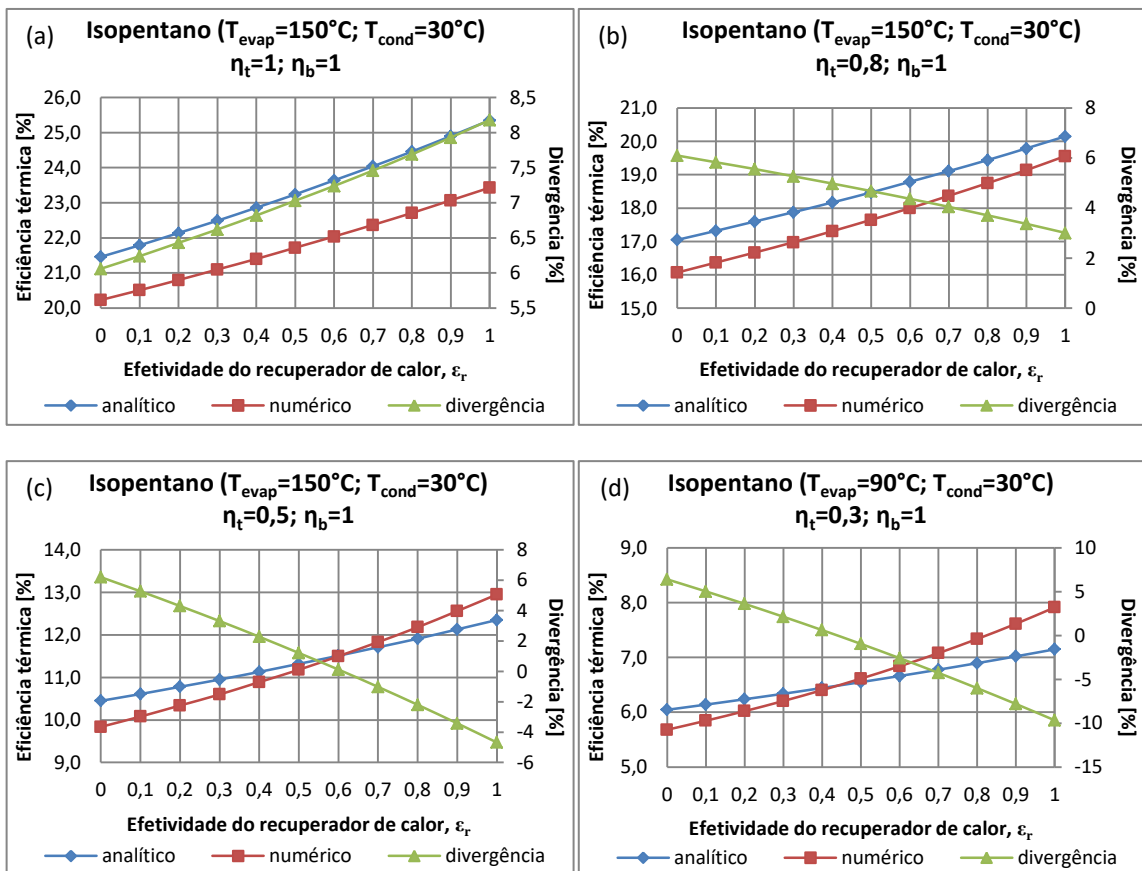
Fonte: o autor.

Figura 4.30 – Eficiência térmica de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, em função da efetividade do recuperador de calor, para diferentes valores de eficiência isoentrópica do expensor, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



Fonte: o autor.

Figura 4.31 – Eficiências térmicas de um ciclo saturado com recuperação de calor funcionando com isopentano, $T_{evap} = 150\text{ °C}$ e $T_{cond} = 30\text{ °C}$, calculadas pelos métodos analítico e numérico, em função da efetividade do recuperador de calor, e divergências entre os valores fornecidos por esses modelos, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8, (c) 0,5 e (d) 0,3, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



Fonte: o autor.

Observa-se, portanto, que o efeito do recuperador de calor mostrou-se mais pronunciado no isopentano, um fluido seco, do que no R123, um fluido praticamente isoentrópico, aumentando mais a eficiência térmica do ciclo. Nota-se, também, que o aumento na eficiência térmica do ciclo foi maior para as temperaturas de evaporação mais elevadas, e, percentualmente, foi maior para menores eficiências isoentrópicas do expensor.

4.3 Influência da temperatura da fonte de calor

Para analisar a influência da temperatura da fonte de calor na eficiência exergetica do ciclo, as seguintes equações foram utilizadas:

$$\epsilon_{ex,T_q} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\left(1 - \frac{T_0}{T_q}\right) \cdot \dot{Q}_{ent}} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot}} \quad (3.17)$$

$$\epsilon_{ex}^* = \frac{\eta_{th}}{\eta_{Carnot,max}^*} = \frac{\eta_{th}}{1 - \sqrt{\frac{T_f}{T_q}}} \quad (3.18a)$$

$$\epsilon_{ex} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{m}_q \cdot (e_{ent} - e_{sai})} \quad (3.18b)$$

A fim de deixar a Eq. (3.18b) em função da eficiência térmica, do ciclo e de eliminar a vazão mássica do fluido de transporte de calor da fonte quente, as Eqs. (3.4) e (3.9b) foram substituídas na Eq. (3.18b), resultando em:

$$\epsilon_{ex} = \eta_{th} \cdot \left(\frac{i_{ent} - i_{sai}}{e_{ent} - e_{sai}} \right)_q \quad (4.42)$$

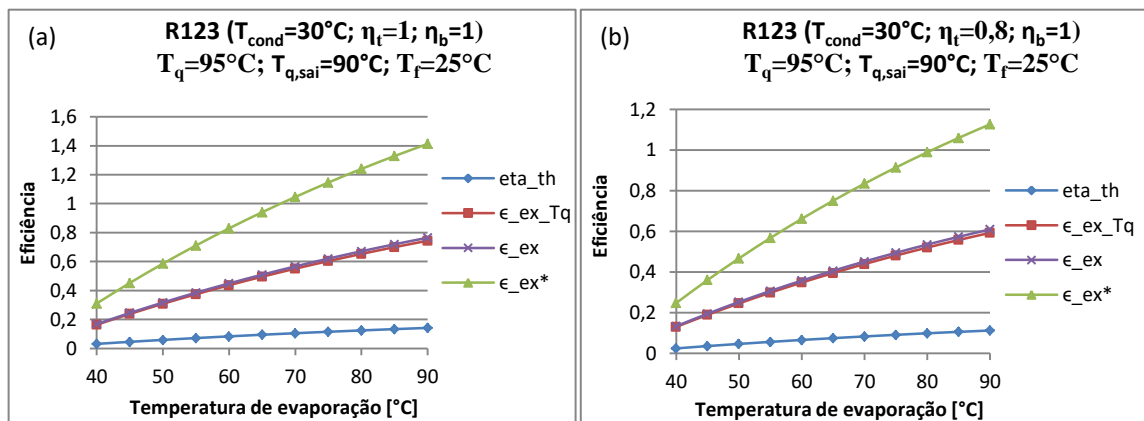
Apesar de a escolha do fluido de transporte de calor para o ciclo e as temperaturas das fontes quentes e frias não influenciar diretamente a eficiência térmica de ciclo, o acoplamento do sistema às fontes quente e fria implicará comportamentos interdependentes, uma vez que

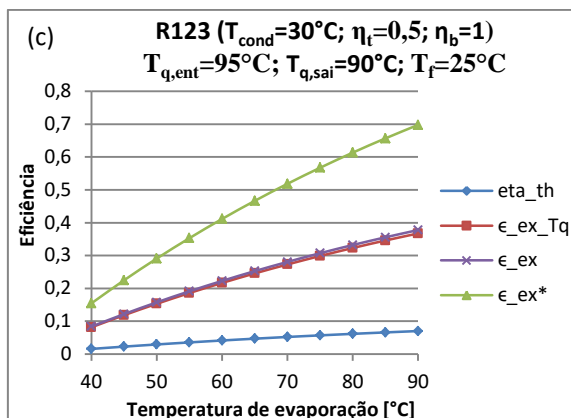
as variações de entalpias específicas, de exergias específicas, de pressões e de temperaturas, tanto do fluido de trabalho quanto dos fluidos de transporte de calor, dependem das vazões mássicas, das propriedades termofísicas dos fluidos e da dinâmica dos escoamentos nos trocadores de calor.

Assim, para análise dos indicadores de eficiência exergética em função da temperatura da fonte quente, considerou-se um ciclo saturado simples (ORC) funcionando a R123 em três situações para o fluido de transporte de calor: água entrando a 95°C, vapor de água superaquecido entrando a 200 °C, ambos à pressão ambiente ao nível do mar (101 kPa), e vapor de água saturado condensando a 200 °C.

As variações de temperaturas adotadas para esses casos foram, respectivamente, 5 °C, 70 °C e 0 °C (condensação); em todos os casos, consideraram-se as perdas de carga desprezíveis e as áreas de transferência de calor grandes o suficiente para a transferência térmica. Os resultados são exibidos nas Figs. 4.32 a 4.34.

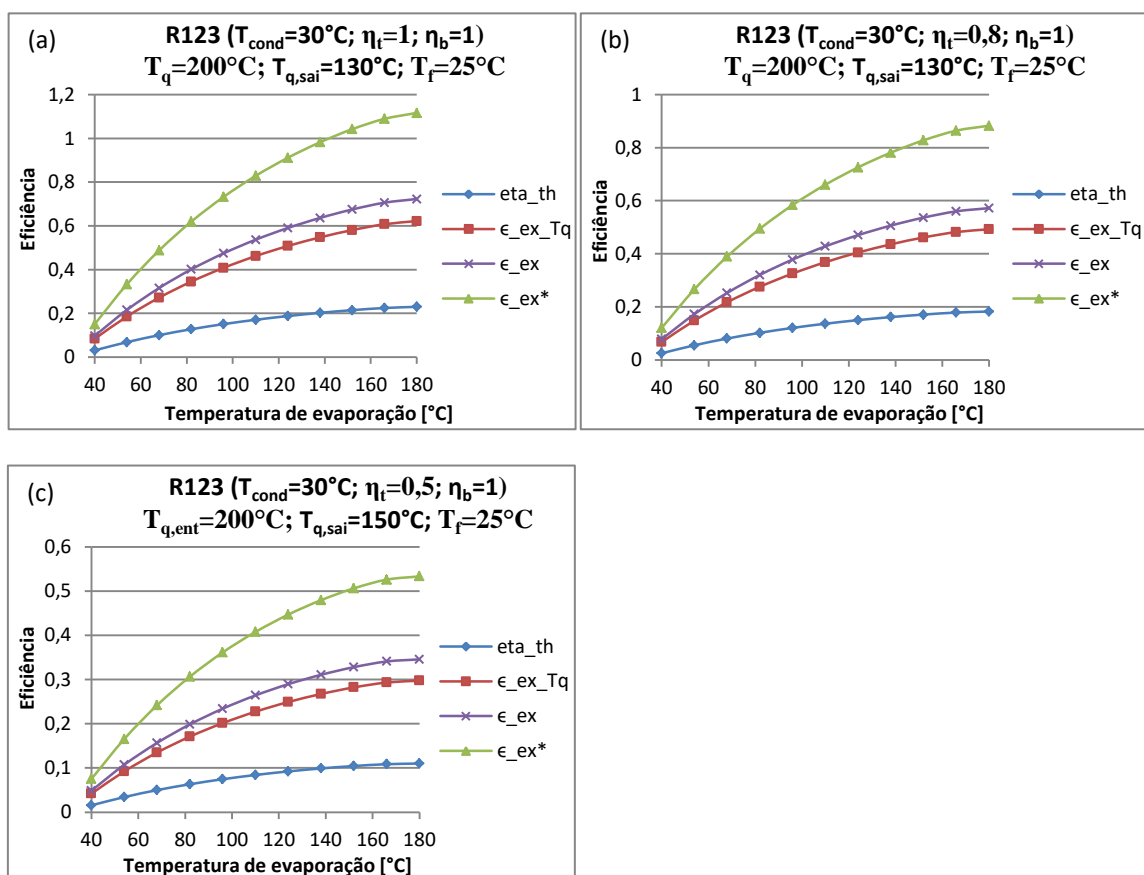
Figura 4.32 – Eficiências térmicas e exergéticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a 30°C, acoplados a água líquida como fonte térmica, entrando a 100 °C e saindo a 90 °C, em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expansor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.





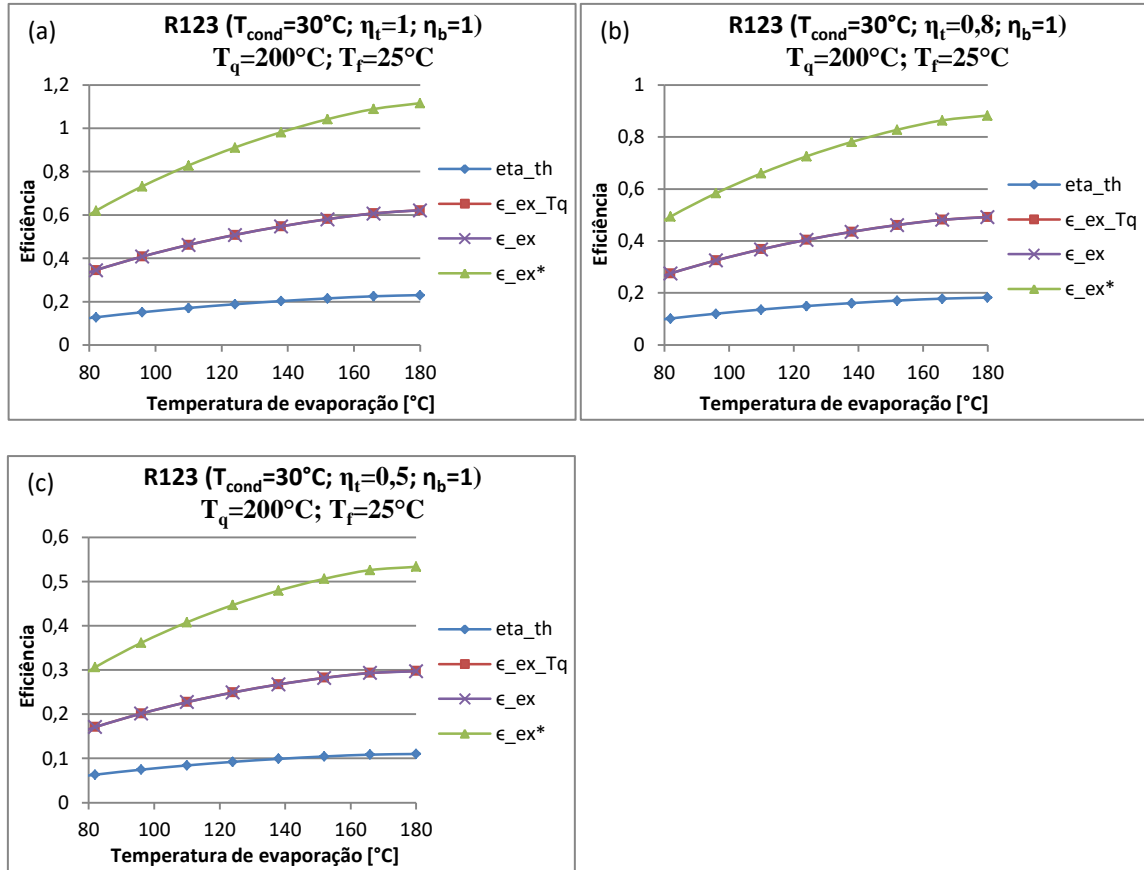
Fonte: o autor.

Figura 4.33 – Eficiências térmicas e exergéticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a 30°C , acoplados a vapor superaquecido de água como fonte térmica, entrando a 200°C e saindo a 130°C , em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



Fonte: o autor.

Figura 4.34 – Eficiências térmicas e exergéticas de ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando com R123 condensando a 30°C, acoplados a vapor saturado de água como fonte térmica, condensando a 200 °C, em função da temperatura de evaporação, para eficiências isoentrópicas do expensor de (a) 1, (b) 0,8 e (c) 0,5, considerando eficiência isoentrópica da bomba igual a 1.



Fonte: o autor.

Conforme esperado, considerando as discussões anteriores envolvendo a eficiência térmica do ciclo e a inspeção das Eqs. (3.17), (3.18a) e (4.42), quanto maior a temperatura de evaporação do fluido de trabalho, maior a eficiência térmica do ciclo e, conseqüentemente, maior a eficiência exergética, ou, em outras palavras, a eficiência exergética será maior quanto mais próxima a temperatura de evaporação for da temperatura da fonte de calor.

A eficiência exergética com base no ciclo reversível de Carnot (Eq. (3.17)) apresentou os menores valores entre os índices de eficiência de 2ª Lei, comparando com o índice baseado na eficiência de Carnot modificada (Eq. (3.18a) e no fluxo de exergia fornecida ao ciclo (Eqs. (3.18b) ou (4.42)). Quando a variação entre as temperaturas de entrada e de saída da fonte

quente é pequena, os índices de eficiência de 2ª Lei baseados no ciclo reversível de Carnot e no fluxo de exergia fornecida ao ciclo se aproximam, como se observa na Figs. 4.32 e 4.34.

Percebe-se que a eficiência exergética baseada no ciclo de Carnot modificado, nos casos em que a eficiência isoentrópica do expensor é mais elevada pode superar os 100%. Esse fato, apesar de termodinamicamente impossível, pode ser interpretado como uma boa operação do ciclo de potência, uma vez que o ciclo é tratado como reversível (eficiências isoentrópicas de bomba e de expensor iguais a 1, desprezando as perdas de carga e de calor, não incluindo bombas auxiliares e desprezando ineficiências mecânicas), conforme sustentado por Curzon e Ahlborn (1975).

A eficiência exergética baseada no fluxo de exergia fornecida ao sistema, por sua vez, quando utilizado em conjunto com a eficiência exergética baseada no ciclo de Carnot modificado, fornece boa avaliação sobre o aproveitamento da exergia da fonte de calor. Isso pode ser concluído a partir da constatação de que a observação da temperatura de saída do fluido de transporte de calor da fonte quente, por si só, não permite afirmar se o ciclo Rankine orgânico está ou não bem dimensionado, pois, em teoria, ainda existe exergia no fluido de transporte e que poderia ser convertida em potência útil.

5 PROJETO DE BANCADA EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve as premissas e os métodos utilizados para o projeto da bancada de testes proposta, bem como detalhamento de alguns de seus principais componentes.

5.1 Premissas consideradas para escolha do fluido de trabalho

Por simplicidade de equipamentos, decidiu-se que, inicialmente, água quente seria a fonte de calor e que a pressão de condensação deveria ser, preferencialmente, superior à pressão atmosférica.

Em São Carlos-SP, cidade onde está localizada a Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, a pressão atmosférica média é em torno de 920 hPa (92 kPa)⁴, pressão para a qual a temperatura de saturação da água é próxima de 97 °C. Dessa forma, essa é a temperatura teórica máxima de projeto para a temperatura de evaporação do fluido orgânico da bancada experimental do sistema proposto.

A temperatura ambiente média considerada foi de 25 °C; assim, fluidos cuja pressão de saturação a 30°C (considerando temperatura de condensação de, pelo menos, 5°C acima da temperatura ambiente) for inferior à pressão atmosférica média de 92 kPa foram desconsiderados. As Tabs. A1 e A2 dos Apêndices fornecem os valores de pressões e temperaturas dos fluidos considerados.

Com base nessas premissas e nos conceitos abordados nos capítulos anteriores, alguns fluidos foram desconsiderados com base em critérios destacados na Tab. 5.1. Assim, os

⁴ Dados do INMET, em consulta realizada através do site http://www.inmet.gov.br/sonabra/pg_dspDadosCodigo_sim.php?QTcxMQ==

fluidos que não foram desconsiderados de acordo com esses critérios foram isobutano, *n*-butano, isopentano e R123.

Tabela 5.1 – Critérios para desconsiderar candidatos a fluido de trabalho para a bancada de testes de um ciclo Rankine orgânico.

Fluido	P _{sat} @30°C < 92 kPa	GWP > 150	ODP > 0,03	P _{sat} @90°C > 20 bar
Água	X			
Amônia				X
Etanol	X			
Propano				X
Isobutano				
<i>n</i> -Butano				
Isopentano				
<i>n</i> -Pentano	X			
<i>n</i> -Hexano	X			
Ciclohexano	X			
<i>n</i> -Heptano	X			
<i>n</i> -Octano	X			
<i>n</i> -Nonano	X			
<i>n</i> -Decano	X			
<i>n</i> -Dodecano	X			
Benzeno	X			
Tolueno	X			
R11		X	X	
R22		X	X	
R113		X	X	
R123				
R1234yf				X
R1234ze				X
R134a		X		X
R141b		X	X	
R152a				X
R227ea		X		X
R236fa		X		
R245fa		X		

Fonte: o autor.

5.2 Descrição da bancada e dos componentes

O projeto da bancada de testes partiu da definição de que o fornecimento de calor ao ciclo seria de até 10 kWt. Inicialmente, essa potência será fornecida por uma resistência elétrica, que aquece a água, fonte de calor para o ciclo, à temperatura próxima, mas inferior, à temperatura de evaporação à pressão atmosférica em São Carlos-SP, em torno de 95°C, evitando ebulição da água para não danificar a bomba circuladora de água quente.

Apesar de inicialmente a bancada ser definida para o acoplamento com água quente como fonte de calor, já foi considerada a possibilidade de se acoplar gás (ou vapor de água) como fonte alternativa de calor e, também, futuramente, a operação de fluido de trabalho em regiões supercríticas. Para tanto, tubulações, válvulas e conexões, já foram especificadas para resistir a pressões mais elevadas, superiores às pressões esperadas na operação com água quente como fonte de calor.

Assim sendo, com base nas premissas do item 5.1, optou-se por incluir um recuperador de calor no ciclo, com possibilidade de *bypass*, a fim de comparar o desempenho de ciclos com e sem recuperação de calor. Optou-se, também, por adotar os trocadores de calor principais (evaporador, condensador e recuperador de calor) como sendo tubo em tubo enrolados, trocadores de calor secundários como tubo em tubo retos (trocador de calor da válvula de expansão e sub-resfriador) ou em serpentina (trocadores de calor do tanque pulmão e dos tanques de água quente e fria), e água originária de uma torre de resfriamento como fonte fria.

Conforme abordado nos capítulos anteriores, o expensor é um equipamento de suma importância no ciclo e deve ser projetado de acordo com cada aplicação; ou seja, para cada fluido e condições de operação do ciclo, existe um projeto otimizado de expensor, que implicará maiores eficiências térmicas de ciclo. Dessa maneira, a bancada será dotada de uma

simulação de expansão, composta por expansão em uma válvula mais um trocador de calor (descrita no item 5.2.2), e uma possibilidade de conexão, em paralelo, de um (ou mais) equipamento de expansão.

O fluido de trabalho será armazenado em um tanque pulmão, cujas finalidades, além do armazenamento, são controlar a pressão baixa (condensação do fluido de trabalho) do sistema e fazer operações de carga/descarga de fluido na bancada.

Isso posto, o diagrama esquemático do aparato experimental proposto neste estudo é exibido, esquematicamente, pelas Figs. 5.1 a 5.4.

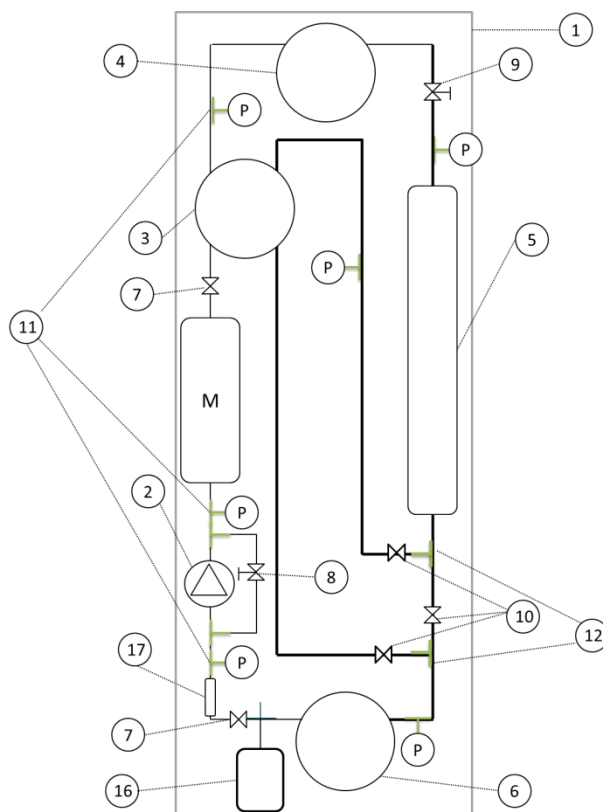
A Fig. 5.1 representa a vista superior da bancada de testes proposta, destacando seus principais componentes (aqueles relacionados diretamente com o fluido de trabalho e suas alterações de estados térmicos). As Figs. 5.2 e 5.3 exibem, esquematicamente, as vistas laterais da bancada, destacando as linhas de água quente e de água fria, e as Figs. 5.4a e 5.4b, as vistas superiores dessas linhas de água.

A linha de água quente fornece água apenas para o evaporador: água aquecida pela resistência elétrica sai do tanque de água quente através de uma bomba circuladora de água, passa pelo evaporador e retorna para o tanque de água quente, onde é reaquecida, reiniciando o ciclo.

A linha de água fria fornece água para condensador, tanque pulmão, trocador de calor da expansão e sub-resfriador: água fria sai do tanque de água fria através de uma bomba circuladora de água, sendo uma parte do fluxo direcionado para o condensador e outra parte, menor, para a manutenção da temperatura do tanque pulmão e do sub-resfriador; a parte do fluxo de água fria desviada, após passagem pelo trocador de calor do tanque pulmão e do sub-resfriador, se junta à outra parte do fluxo, que segue para o condensador e, após a passagem

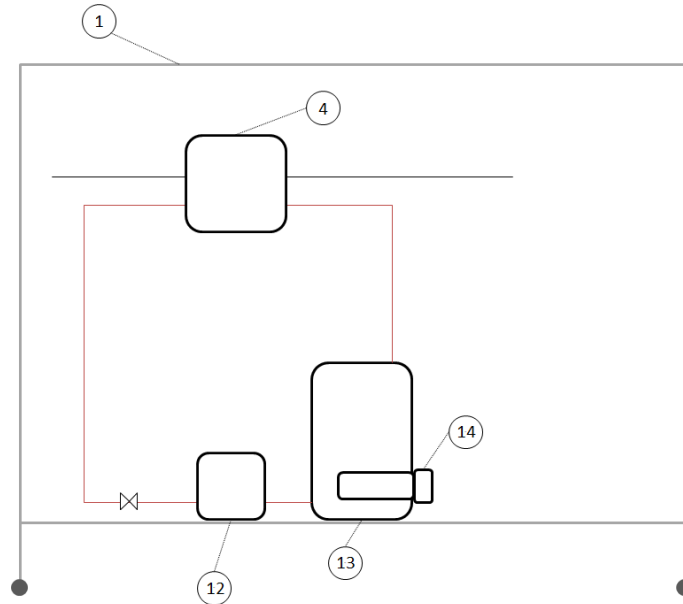
por esse trocador de calor, parte do fluxo é desviada para o trocador da expansão, e, em seguida, ocorre o encontro das duas correntes, seguindo para o tanque de água fria, cuja água é resfriada pela torre de resfriamento.

Figura 5.1 – Representação esquemática da vista superior da bancada de testes e de seus principais componentes.



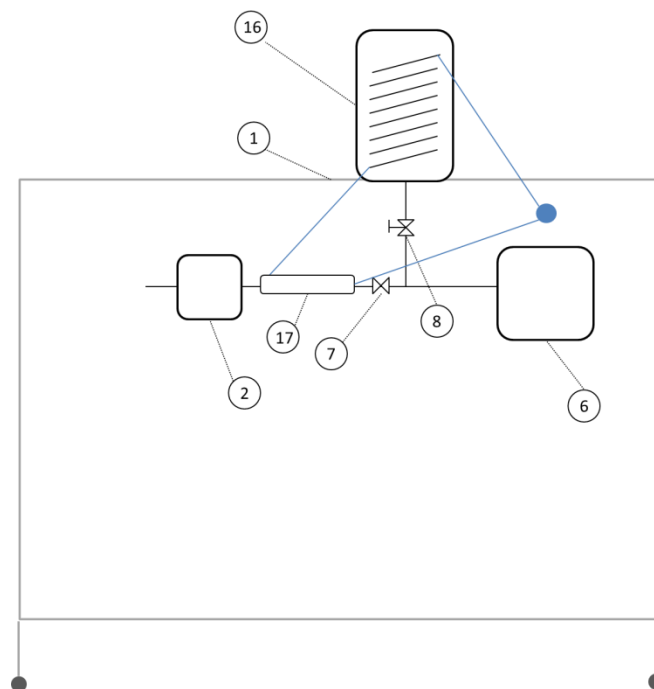
Fonte: o autor.

Figura 5.2 – Desenho esquemático em vista lateral da bancada de testes, com destaque para os elementos da linha de água quente.



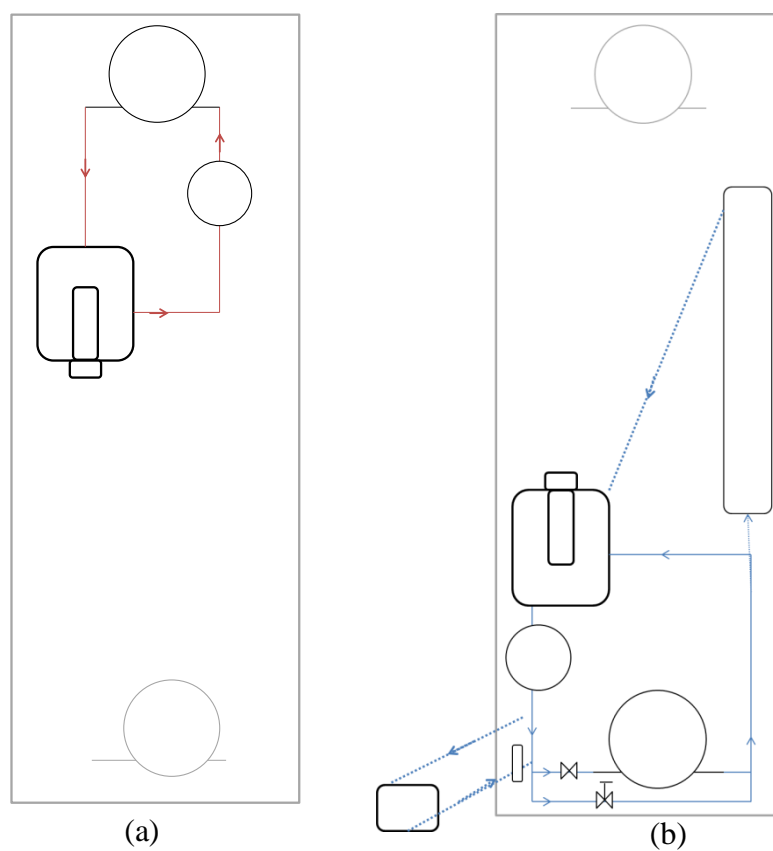
Fonte: o autor.

Figura 5.3 – Desenho esquemático em vista lateral da bancada de testes, com destaque para os elementos da conexão do tanque pulmão.



Fonte: o autor.

Figura 5.4 – Linhas de fornecimento de água para a bancada: (a) linha de água quente e (b) linha de água fria.



Fonte: o autor.

A Fig. 5.5 exibe os números que referenciam os componentes da bancada de testes ilustrados nas Figs. 5.1 a 5.4.

Figura 5.5 – Lista dos principais componentes da bancada de testes, referentes à nomenclatura das Figs. 5.1 a 5.4.

①	Estrutura da bancada	Ⓟ	Manômetro
②	Bomba para fluido de trabalho	Ⓜ	Medidor de vazão
③	Recuperador de calor	—	Linha 1: líquido ou vapor à alta pressão
④	Evaporador	—	Linha 2: vapor à baixa pressão
⑤	Trocador de calor para a válvula de expansão	+	Conexão tanque pulmão
⑥	Condensador	—	Linha 3: água quente
⑦	Válvula esfera Linha 1	—	Linha 4: água fria
⑧	Válvula agulha Linha 1		
⑨	Válvula agulha Linha 2		
⑩	Válvula esfera Linha 2		
⑪	T Linha 1		
⑫	T Linha 2		
⑬	Tanque de água quente		
⑭	Resistência elétrica		
⑮	Bomba de água		
⑯	Tanque pulmão		
⑰	Subresfriador		

Fonte: o autor.

5.3 Especificação de componentes

Para os fluidos considerados com base nos critérios da Tab. 5.1, quais sejam, isobutano, *n*-butano, isopentano e R123, determinaram-se os estados termodinâmicos dos fluidos em pontos localizados na entrada e na saída de cada componente. Com isso, calcularam-se as vazões mássicas do fluido de trabalho, de água quente e de água fria, bem como as potências nos trocadores de calor e na expansão.

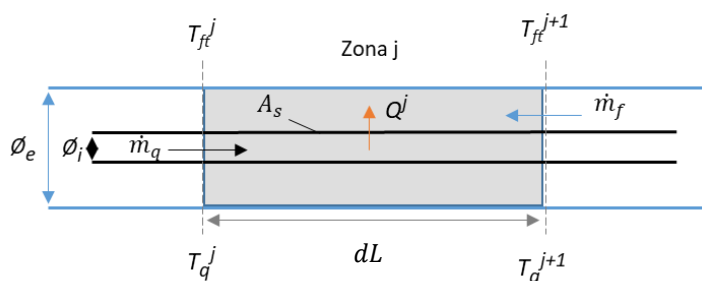
5.3.1 Trocadores de calor principais

Por simplicidade, optou-se por especificar trocadores de calor tubo em tubo. Para os trocadores de calor principais (evaporador, condensador e recuperador de calor), os tubos seriam enrolados em forma de bobina para economia de espaço.

Para o projeto dos trocadores de calor, o seguinte procedimento foi adotado: o trocador de calor foi dividido em zonas. Utilizando o *software* EES (versão 2014), entrando com os valores de diâmetro dos tubos e os valores pretendidos de temperaturas e pressões de entrada e de saída dos fluidos, a partir das equações adequadas, o cálculo foi feito de maneira iterativa, de modo que, até que as temperaturas calculadas não fossem iguais às fornecidas na entrada do programa, os cálculos eram refeitos, adicionando mais uma zona ao trocador de calor. Ao fim do procedimento, o tamanho do trocador de calor era determinado.

A Fig. 5.6 exhibe a divisão do trocador de calor em zonas para o caso do evaporador, em que água quente circula pelo tubo interno e o fluido de trabalho, pelo duto anular formado entre os tubos; para o condensador, a configuração é a mesma: água fria escoando pelo tubo interno e fluido de trabalho, pelo duto anular.

Figura 5.6 – Representação da divisão em uma zona genérica j de um trocador de calor com função de evaporador.



Fonte: o autor.

Em uma zona j genérica do trocador de calor:

$$\dot{Q}^j = U^j \cdot A_s \cdot (T_q^j - T_{ft}^j) \quad (5.1)$$

em que \dot{Q} é a potência térmica trocada, \bar{U} é o coeficiente global de transferência de calor e A_s é a área superficial de troca de calor.

$$U^j = \frac{1}{\frac{1}{h_i^j} + (D_i - 2 \cdot ep_i) \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_i}{D_i - 2 \cdot ep_i}\right)}{k_i} + \frac{1}{h_e^j}} \quad (5.2)$$

em que h_i é o coeficiente de transferência de calor associado ao tubo interno, D_i é o diâmetro externo do tubo interno, ep_i é a espessura de parede do tubo interno, k_i é a condutividade térmica do material do tubo interno e h_e é o coeficiente de transferência de calor associado ao tubo externo. A resistência térmica de deposição (*fouling*) não foi incorporada nesse cálculo, uma vez que os tubos são novos.

$$A_s = \pi \cdot D_i \cdot dL \quad (5.3)$$

$$L_{tot} = j \cdot dL \quad (5.4)$$

Outro parâmetro importante para se avaliar em um trocador de calor é a perda de carga, principalmente, quando ocorrer mudança de fase, como no caso do evaporador e do condensador.

Quando não houver mudança de fase, a perda de carga $\Delta P_{1\emptyset}$ é calculada da seguinte maneira:

$$\Delta P_{1\emptyset} = \int_0^{L_1} \left(\frac{dP}{dL} \right)_{1\emptyset} dL \quad (5.5)$$

em que L_1 é o comprimento da região do trocador de calor em que ocorre o escoamento monofásico.

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_{1\phi} = f_{1\phi} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2 \cdot D_h} \quad (5.6)$$

$$f_{1\phi} = [0,79 \cdot \ln(Re_{D_h}) - 1,64]^{-2} \quad (5.7)$$

em que $f_{1\phi}$ é o fator de atrito em escoamento monofásico, V é a velocidade média do escoamento e D_h é o diâmetro hidráulico.

O cálculo do diâmetro hidráulico é feito de acordo com a Eq. (5.8), que, aplicada, aos escoamentos interno no tubo e externo ao tubo (região anular entre os tubos), resulta, respectivamente, nas Eqs. (5.9a) e (5.9b).

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{área transversal}}{\text{perímetro aquecido}} \quad (5.8)$$

$$D_{h,tubo} = D_i - 2 \cdot ep_i \quad (5.9a)$$

$$D_{h,anular} = (D_e - 2 \cdot ep_e) - D_i \quad (5.9b)$$

$$Re_{D_h} = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (5.10)$$

em que Re_{D_h} é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Para o cálculo da perda de carga em escoamentos com mudança de fase dentro de canais com diâmetro hidráulico na faixa de poucos milímetros, o método proposto por Tibiriçá *et al.* (2017) foi utilizado.

$$\Delta P_{2\phi} = \int_0^{L_2} \left(\frac{dP}{dL} \right)_{2\phi} dL \quad (5.11)$$

em que L_2 é o comprimento da região do trocador de calor em que ocorre o escoamento bifásico.

$$\left(\frac{dP}{dL} \right)_{2\phi} = f_{2\phi} \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_{hom} \cdot D_h} \quad (5.12)$$

em que $f_{2\phi}$ é fator de atrito para escoamentos bifásicos, G é o fluxo mássico e ρ_{hom} é a densidade homogênea.

$$\rho_{hom} = \alpha_{hom} \cdot \rho_v + (1 - x) \cdot \rho_l \quad (5.13)$$

em que α_{hom} é a fração de vazão homogênea, ρ_l e ρ_v são densidades do fluido, respectivamente, no estado de líquido saturado e de vapor saturado, e x é o título mássico de vapor na mistura bifásica.

$$\alpha_{hom} = \left(1 + \frac{1 - x}{x} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (5.14)$$

$$f_{2\phi} = 0,364 \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,3263} \cdot Re_{hom}^{-0,2342} \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{6,0858} \quad (5.15)$$

em que Re_{hom} é o número de Reynolds homogêneo.

$$Re_{hom} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_{hom}} \quad (5.16)$$

em que μ_{hom} é a viscosidade dinâmica homogênea.

$$\mu_{hom} = x \cdot \mu_v + (1 - x) \cdot \mu_l \quad (5.17)$$

A variação de pressão aceleracional foi desprezada nestes dimensionamentos. Cálculos preliminares indicaram que a parcela aceleracional, na evaporação e na condensação, seria em torno de 10% da parcela de queda de pressão por atrito.

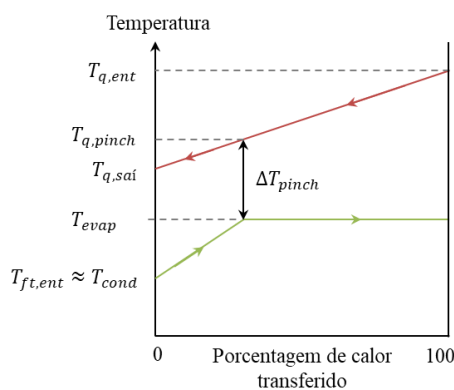
A seguir, são detalhadas as hipóteses, metodologias e algumas equações para o cálculo de comprimento de tubo e de perda de carga para cada trocador de calor.

5.3.1.1 Evaporador

O acoplamento do sistema de potência à fonte de calor exige uma análise do “ponto de estrangulamento” que ocorre no evaporador quando o fluido de trabalho é um fluido puro (rever itens 2.1 e 2.3.3). Essa análise considera as temperaturas de evaporação e de condensação do fluido de trabalho, bem como sua vazão mássica (função da potência térmica que se pretende fornecer ao evaporador), para determinar a vazão mássica mínima do fluido de transporte de calor (fonte quente, no caso do evaporador).

A Fig. 5.6 ilustra um perfil de temperaturas para um acoplamento do fluido de trabalho do sistema de potência com o fluido de transporte de calor da fonte quente, em função da porcentagem de calor transferido, em que o ponto de estrangulamento está localizado entre a entrada e a saída do trocador de calor, conforme recomendação de Xu e Liu (2013).

Figura 5.7 – Diagrama esquemático de perfil de temperaturas para um acoplamento do fluido de trabalho com o fluido da fonte quente em função da porcentagem de calor transferido.



Fonte: o autor.

Para haver transferência de calor, a temperatura do fluido da fonte quente deve ser maior que a temperatura do fluido de trabalho no ponto de interface entre os fluidos; assim, para um ponto de estrangulamento localizado entre a entrada e a saída do evaporador, como o ilustrado pela Fig. 5.7, separando o evaporador em dois trechos, antes e depois do ponto de estrangulamento:

$$\dot{m}_q \cdot (i_{q,ent} - i_{q,pinch}) = \dot{m}_{ft} \cdot (i_{ft,saí} - i_{ft,pinch}) \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_q \cdot (i_{q,pinch} - i_{q,saí}) = \dot{m}_{ft} \cdot (i_{ft,pinch} - i_{ft,ent}) \quad (5.19)$$

Dividindo a Eq. (5.18) pela Eq. (5.19):

$$\frac{(i_{q,ent} - i_{q,pinch})}{(i_{q,pinch} - i_{q,saí})} = \frac{(i_{ft,saí} - i_{ft,pinch})}{(i_{ft,pinch} - i_{ft,ent})} \quad (5.20)$$

Reescrevendo a Eq. (5.20):

$$i_{q,saí} = \frac{i_{q,pinch} \cdot (i_{ft,saí} - i_{ft,ent}) - i_{q,ent} \cdot (i_{ft,pinch} - i_{ft,ent})}{(i_{ft,saí} - i_{ft,pinch})} \quad (5.21)$$

A soma das Eqs. (5.18) e (5.19) resulta na equação do evaporador como volume de controle, semelhante à Eq. (3.4a), que, reescrita para explicitar a vazão mássica do fluido de transporte de calor da fonte quente, resulta em:

$$\dot{m}_q = \dot{m}_{ft} \cdot \frac{(i_{ft,saí} - i_{ft,ent})}{(i_{q,ent} - i_{q,saí})} \quad (5.22)$$

No limite da ocorrência de transferência de calor no ponto de estrangulamento, a vazão mássica mínima do fluido de transporte de calor da fonte quente é aquela para a qual as temperaturas dos fluidos no ponto de estrangulamento sejam muito próximas, o que resulta, também, para a mesma potência térmica, na menor temperatura de saída do fluido de

transporte de calor da fonte quente. Nessa situação, resolve-se o sistema composto pelas Eqs. (5.23a), (5.23b) e (5.23c):

$$\left[\begin{array}{l} T_{q,pinch} = T_{ft,pinch} \\ i_{q,sai,min} = \frac{i_{q,pinch} \cdot (i_{ft,sai} - i_{ft,ent}) - i_{q,ent} \cdot (i_{ft,pinch} - i_{ft,ent})}{(i_{ft,sai} - i_{ft,pinch})} \\ \dot{m}_{q,min} = \dot{m}_{ft} \cdot \frac{(i_{ft,sai} - i_{ft,ent})}{(i_{q,ent} - i_{q,sai,min})} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (5.23a) \\ (5.23b) \\ (5.23c) \end{array}$$

A vazão mássica do fluido de trabalho é calculada a partir da definição das condições de operação do ciclo.

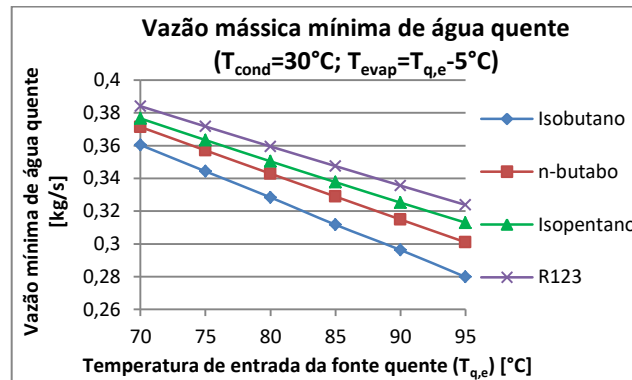
Considerando a premissa de que a potência térmica fornecida ao ciclo seria de até 10 kWt, o evaporador precisaria ter capacidade para transferir essa potência ao fluido de trabalho. O controle será feito com base nas vazões de água quente e de fluido de trabalho.

A presença de um recuperador de calor, fixando os parâmetros de operação do ciclo, diminui a potência necessária no evaporador; além disso, para o mesmo fornecimento de energia no evaporador, a vazão mássica de fluido de trabalho é menor quando há superaquecimento. Assim, as análises serão feitas para os casos mais críticos, que são os ciclos saturados e sem recuperador de calor.

A Fig. 5.8 ilustra a vazão mássica mínima de água quente para os fluidos a serem utilizados na bancada de testes, considerando a temperatura de condensação igual a 30 °C e a temperatura de evaporação de 90 °C (5 °C inferior à temperatura de entrada da água quente),

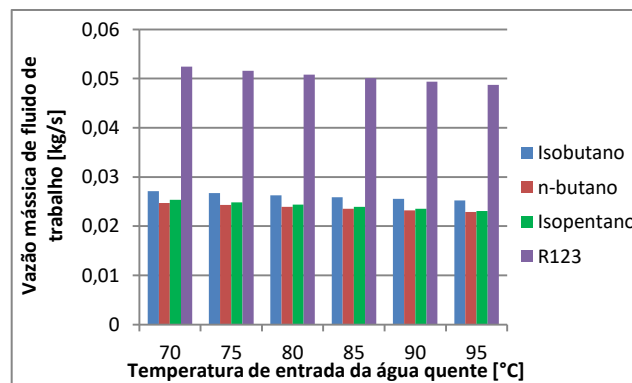
para um ciclo saturado e sem recuperação de calor, com fornecimento de 10 kWt no evaporador; a Fig. 5.9 ilustra a vazão de fluido de trabalho para as mesmas condições.

Figura 5.8 – Gráfico de vazão mássica mínima de água quente em função da temperatura de entrada da água quente, para ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando a isobutano, *n*-butano, isopentano e R123, considerando temperatura de evaporação 5 °C inferior à temperatura de entrada da água quente, com fornecimento de 10 kWt no evaporador.



Fonte: o autor.

Figura 5.9 – Gráfico de vazão mássica de fluido de trabalho em função da temperatura de entrada da água quente, para ciclos saturados e sem recuperação de calor funcionando a isobutano, *n*-butano, isopentano e R123, considerando temperatura de evaporação 5 °C inferior à temperatura de entrada da água quente, com fornecimento de 10 kWt no evaporador.



Fonte: o autor.

Nota-se que, para a mesma potência fornecida ao ciclo no evaporador, o ciclo funcionando a R123 apresenta vazões mássicas de fluido de trabalho e vazões mínimas de água quente mais elevadas que os ciclos funcionando a isobutano, *n*-butano e isopentano. Isso

porque o R123 apresenta menores diferenças entre as entalpias na saída e na entrada do evaporador e menores entalpias de evaporação, em comparação com os outros fluidos em questão.

Utilizando o modelo descrito no item 5.3.1, as seguintes equações foram utilizadas para o dimensionamento do evaporador:

$$i_q^{j+1} = i_q^j + \frac{\dot{Q}^j}{\dot{m}_q} \quad (5.24)$$

$$i_{ft}^{j+1} = i_{ft}^j + \frac{\dot{Q}^j}{\dot{m}_{ft}} \quad (5.25)$$

Para implementação do modelo descrito no item 5.3.1, é necessário calcular os coeficientes de transferência de calor.

Quando não há mudança de fase, o coeficiente de transferência de calor, $h_{1\emptyset}$, foi calculado utilizando a equação proposta por Gnielinski (1976) para obtenção do número de Nusselt baseado no diâmetro hidráulico, Nu_{D_h} , para escoamentos turbulentos.

$$h_{1\emptyset} = \frac{Nu_{D_h} \cdot D_h}{k} \quad (5.26)$$

em que k é a condutividade térmica do fluido.

$$Nu_{D_h} = \frac{(f/8) \cdot (Re_{D_h} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.27)$$

em que Pr é o número de Prandtl para o fluido.

Durante a evaporação do fluido de trabalho, o coeficiente de transferência de calor, $h_{2\emptyset, evap}$, foi calculado de acordo com o método de Tibiriçá *et al.* (2017):

$$h_{2\phi, evap} = \left(\frac{k_{ft}}{D_h} \right) \cdot 0,68 \cdot Pr_l^{0,5414} \cdot La_l^{0,1942} \cdot Re_l^{0,5873} \cdot (1 - x)^{-0,2446} \cdot Bo^{0,3544} \quad (5.28)$$

em que k_{ft} é a condutividade térmica do fluido de trabalho, La é o número de Laplace, Re é o número de Reynolds, e Bo é o número de Boling, sendo o subíndice “ l ” indicativo de que os número adimensionais em questão devem ser calculados utilizando as propriedades do fluido no estado de líquido saturado.

$$Re_l = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} \quad (5.29)$$

$$La_l = \frac{\rho_L \cdot \sigma \cdot D_h}{\mu_l^2} \quad (5.30)$$

em que σ é a tensão superficial do fluido.

$$Bo = \frac{\dot{Q}''}{G \cdot i_{lv}} \quad (5.31)$$

em que \dot{Q}'' é o fluxo de calor e i_{lv} é a entalpia de vaporização do fluido.

De acordo com Tibiriçá *et al.* (2017), o efeito de “secagem” durante a evaporação deve ser considerado. Para incluir esse efeito, avalia-se o título mássico de secagem, x_{dry} :

$$x_{dry} = \min(x_{d,i}, x_{crít}, x_{dry,máx}) \quad (5.32)$$

em que $x_{d,i}$ é o título mássico de inserção de secagem, $x_{crít}$ é o título mássico crítico e $x_{dry,máx}$ é o título mássico crítico máximo, fixado em 0,95.

$$x_{d,i} = 0,6827 \cdot Eo_{\Delta P}^{0,07395} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,07149} \cdot Bo^{0,04786} \cdot (1 - x_{ent})^{-0,3378} \quad (5.33)$$

em que $Eo_{\Delta P}$ é o número de Eotvos e x_{ent} é o título mássico na entrada do trocador de calor.

$$Eo_{\Delta P} = \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot D_h^2}{\sigma} \quad (5.34)$$

$$x_{crit} = 4 \cdot Bo \cdot \left[Bo \cdot 4,124 \cdot We_l^{0,1635} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,05981} \cdot (1 - x_{ent})^{-0,8809} \cdot La_l^{0,07142} \right]^{-1,4632} + x_{ent} \quad (5.35)$$

Se $x > x_{dry}$, o coeficiente de transferência de calor é uma interpolação linear entre o valor do coeficiente de transferência de calor calculado pela Eq. (5.28) com $x = x_{dry}$ ($h_{2\phi, evap; x=x_{dry}}$) e o valor do coeficiente de transferência de calor para $x = 1$ (h_v):

$$h_{2\phi, evap; x > x_{dry}} = h_{2\phi, evap; x=x_{dry}} - (h_{2\phi, evap; x=x_{dry}} - h_v) \cdot \left(\frac{x - x_{dry}}{1 - x_{dry}} \right) \quad (5.36)$$

$$h_v = 0,023 \cdot \left(\frac{k_v}{D_h} \right) \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{\frac{1}{3}} \quad (5.37)$$

Conforme discutido no item 4.2.1, a eficiência térmica do ciclo tende a ser maior quanto mais alta for a temperatura de evaporação; assim, definiu-se que como ponto de projeto água entrando no evaporador à temperatura máxima de 95 °C.

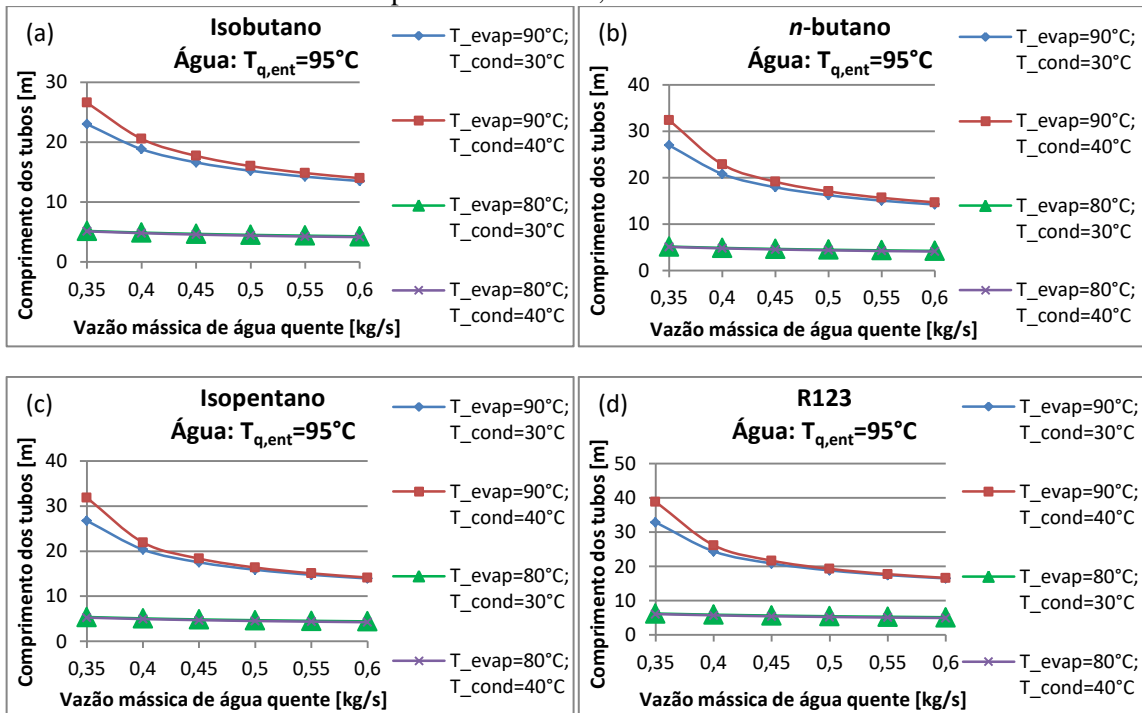
Considerando os dados de tubos comerciais presentes na Tab. 5.2 e o ciclo saturado e sem recuperador de calor e água entrando no evaporador à temperatura de 95 °C e à pressão ambiente fornecendo potência de até 10 kWt, os comprimentos mínimos para transferência de calor, para cada fluido, de acordo com a vazão mássica de água quente, são representados pela Fig. 5.10.

Tabela 5.2 – Dados de tubos comerciais para projeto de trocador de calor para função de evaporador.

Tubo interno	7/8"
Tubo externo	1.1/8"
Espessura de parede dos tubos	1 mm

Fonte: o autor.

Figura 5.10 – Gráficos de comprimento dos tubos do trocador de calor em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.

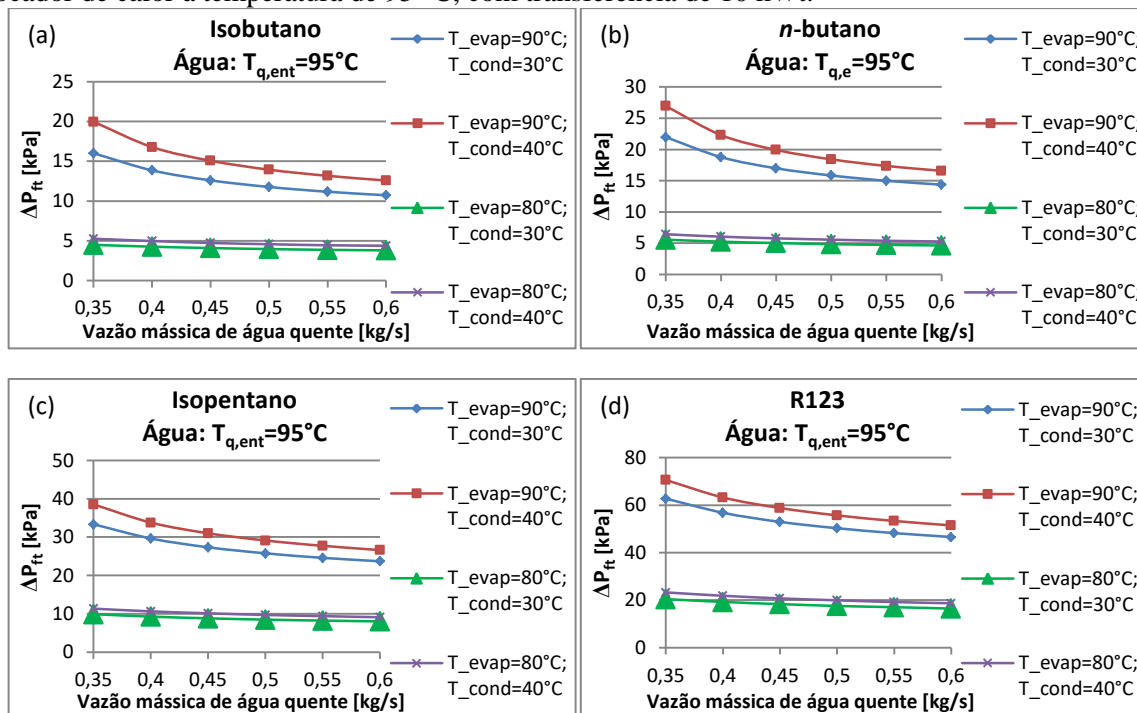


Fonte: o autor.

Da observação da Fig. 5.10, percebe-se que há grande diferença nos comprimentos de tubos necessários para que se evaporem os fluidos a 90 °C em comparação com os comprimentos necessários para evaporar os fluidos a 80 °C, pois as diferenças entre as temperaturas do fluido de trabalho e do fluido de transporte de calor da fonte quente (água quente) são pequenas; além disso, os comprimentos de tubo tendem a ser ainda maiores para as menores vazões mássicas de água quente, nesse caso vazões mássicas inferiores a 0,5 kg/s.

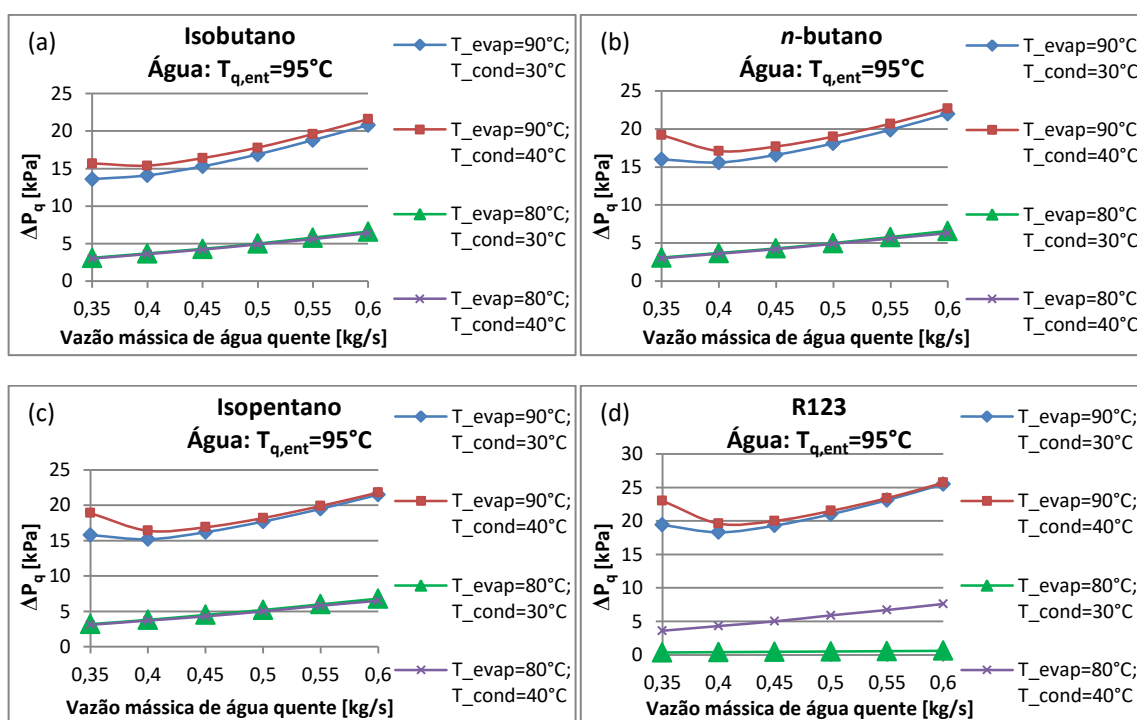
Esse comportamento se repete, também, em relação às perdas de carga, com maior destaque para as perdas de carga dos fluidos de trabalho, uma vez que há mudança de fase, e são representados pelas Figs. 5.11 e 5.12.

Figura 5.11 – Perda de carga do fluido de trabalho, ΔP_{ft} , em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.



Fonte: o autor.

Figura 5.12 – Perda de carga da água quente, ΔP_q , em função da vazão mássica de água quente para (a) isobutano, (b) *n*-butano, (c) isopentano e (d) R123, considerando água quente entrando no trocador de calor à temperatura de 95 °C, com transferência de 10 kWt.

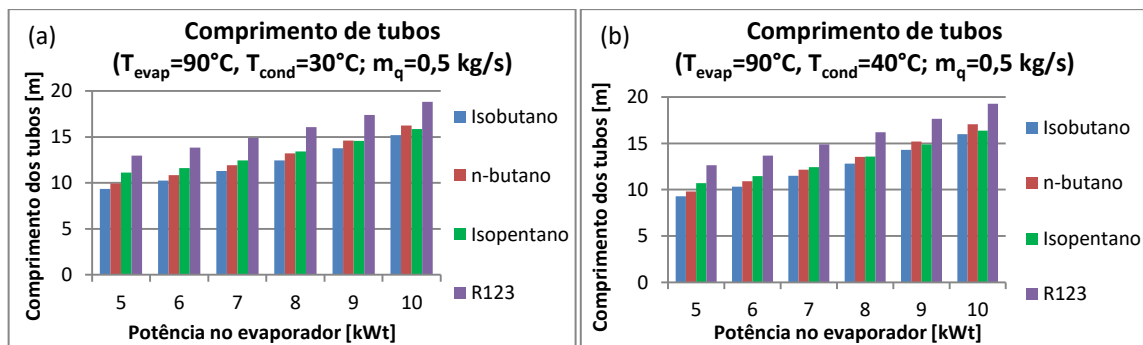


Fonte: o autor.

Para mitigar os efeitos de perda de carga, tanto para os fluidos de trabalho quanto para a água quente nos casos de temperaturas de evaporação de 90 °C seria necessário aumentar os diâmetros dos tubos do trocador de calor; entretanto, como o objetivo é projetar uma bancada de testes versátil e que possa ser utilizada em outras aplicações, optou-se por manter essas medidas de tubo e diminuir a pressão e a temperatura de evaporação do ciclo saturado e sem recuperação de calor, limitando a temperatura de evaporação dos fluidos a 80 °C, nessas condições.

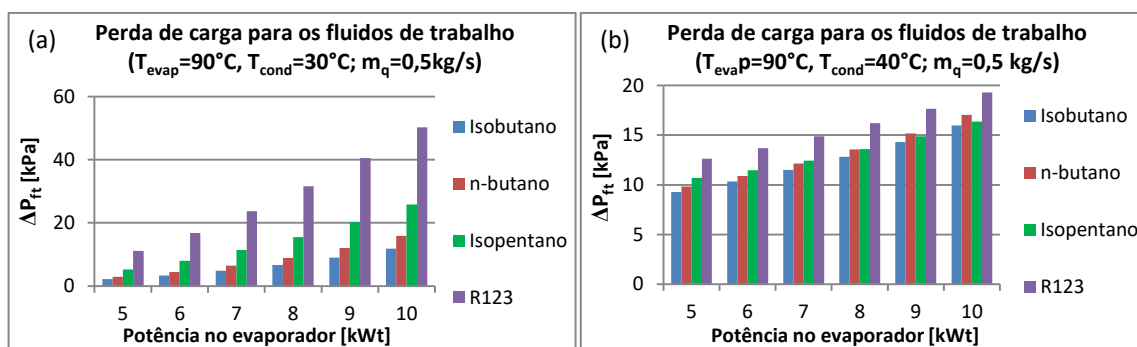
As Figs. 5.13, 5.14 e 5.15 ilustram, respectivamente, os comprimentos dos tubos, a perda de carga do fluido de trabalho e a perda de carga da água quente para o caso de uma vazão mássica de 0,5 kg/s de água quente, em função da potência fornecida ao evaporador, considerando temperatura de evaporação de 90 °C.

Figura 5.13 – Comprimentos de tubos em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



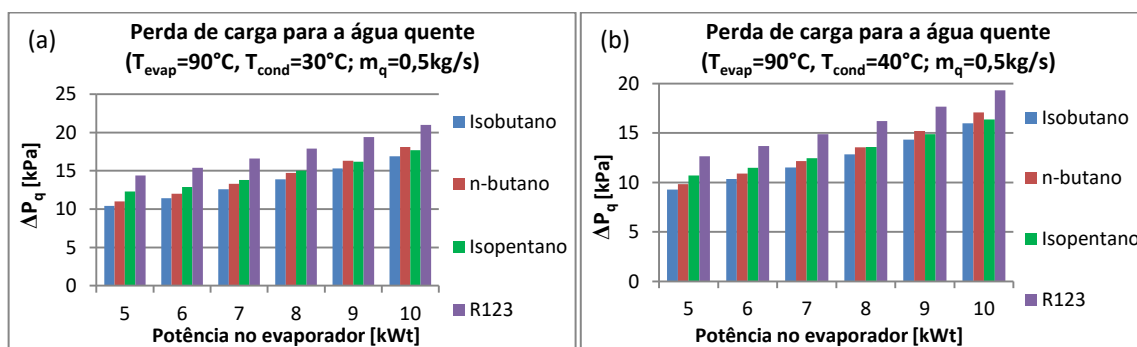
Fonte: o autor.

Figura 5.14 – Perda de carga para os fluidos de trabalho da bancada de testes em função da potência no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



Fonte: o autor.

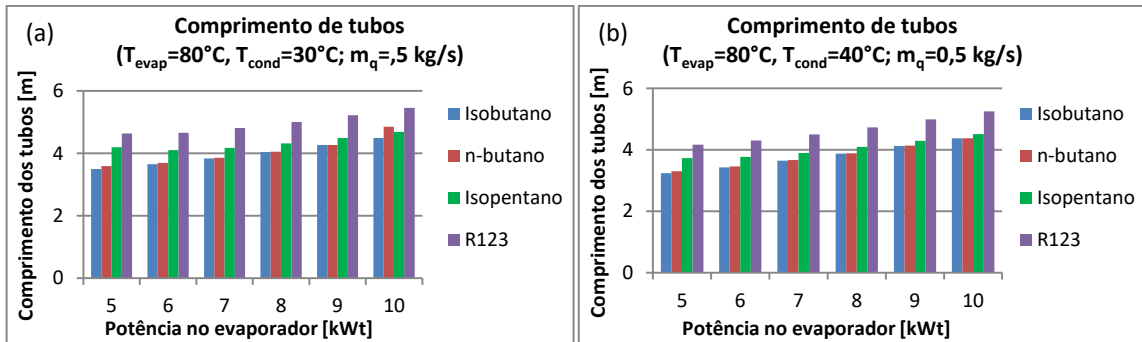
Figura 5.15 – Perda de carga para a água quente em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 90°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



Fonte: o autor.

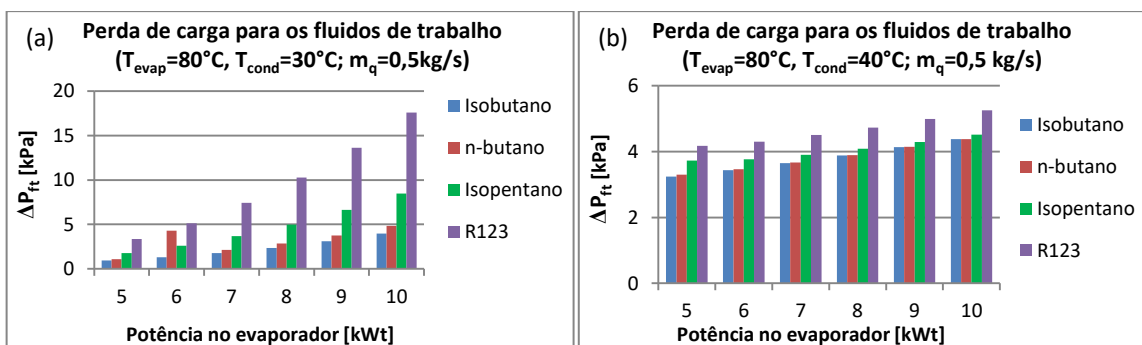
As Figs. 5.16, 5.17 e 5.18 representam as mesmas análises das Figs. 5.13, 5.14 e 5.15, mas para temperaturas de evaporação de 80 °C.

Figura 5.16 – Comprimentos de tubos em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



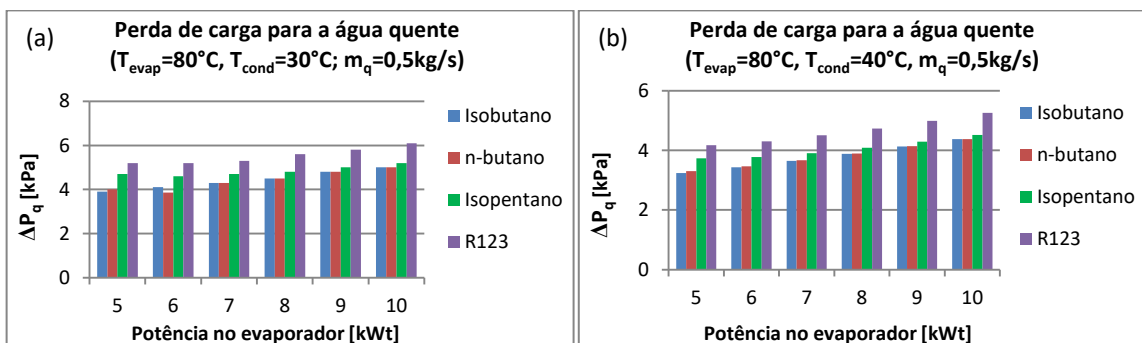
Fonte: o autor.

Figura 5.17 – Perda de carga para os fluidos de trabalho da bancada de testes em função da potência no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



Fonte: o autor.

Figura 5.18 – Perda de carga para a água quente em função da potência no evaporador para os fluidos de trabalho da bancada de testes considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água quente de 0,5 kg/s para temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 40 °C.



Fonte: o autor.

Assim, foi especificado um trocador de calor tubo em tubo em espiral com as especificações exibidas na Tab. 5.3. Esse trocador de calor possui área de transferência de calor suficiente para que a condição de saída dos fluidos de trabalho seja no estado de vapor saturado em vazões mássicas correspondentes à transferência de 10 kWt, com exceção do fluido R123, cujas vazões mássicas correspondentes às potências térmicas fornecidas no evaporador superiores a 8 kWt não serão suportadas.

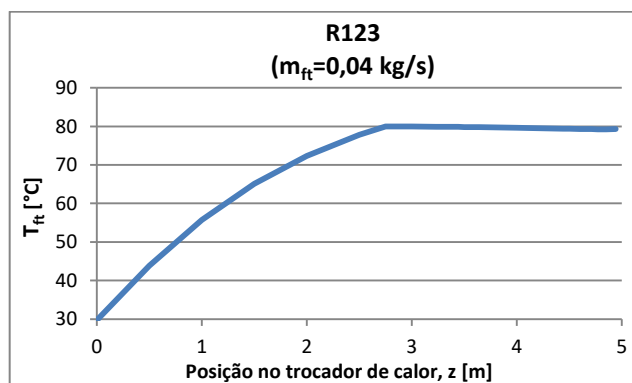
Tabela 5.3 – Especificações do trocador de calor para função de evaporador.

Tubo interno	7/8"
Tubo externo	1.1/8"
Espessura de parede dos tubos	1 mm
Comprimento de tubos	5 m
Número de voltas	5,5

Fonte: o autor.

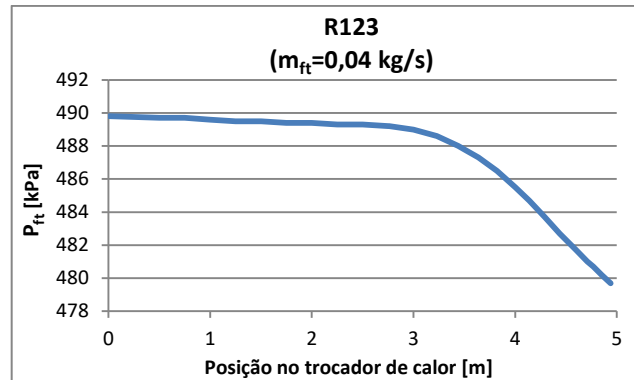
Para um trocador de calor com as dimensões especificadas na Tab. 5.3, o escoamento que apresenta maior perda de carga é o R123. Para esse fluido, as Figs. 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22 representam, respectivamente perfil de temperatura, perfil de pressão, coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor ao longo do trocador de calor, para uma potência de 8 kWt fornecida no evaporador, com água quente entrando a 95 °C e com vazão mássica de 0,5 kg/s.

Figura 5.19 – Perfil de temperatura para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



Fonte: o autor.

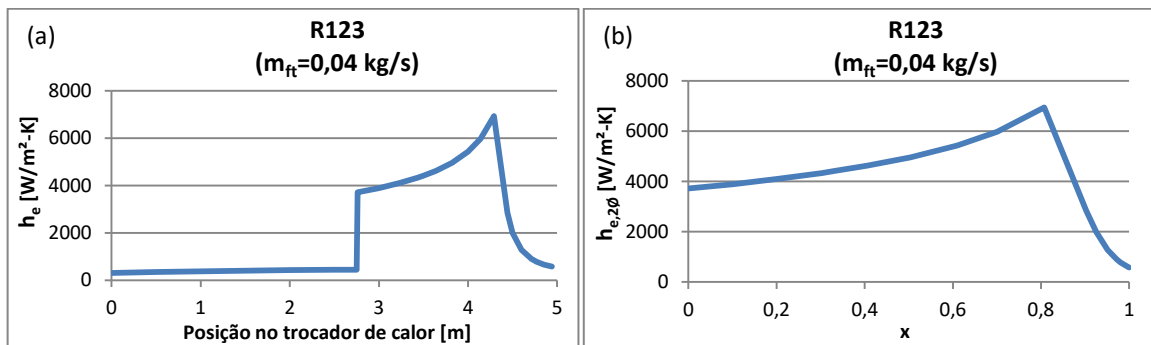
Figura 5.20 – Perfil de pressão para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



Fonte: o autor.

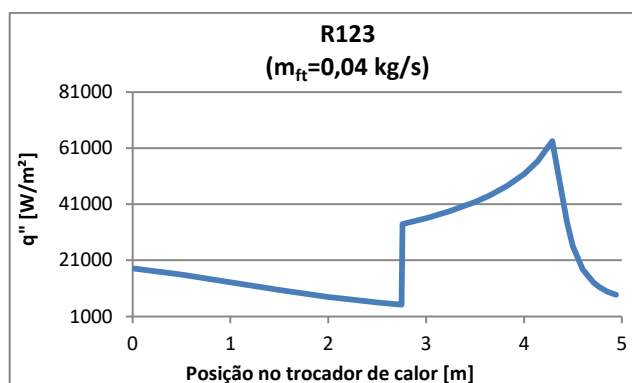
A Fig. 5.20 indica que a perda de carga no evaporador é maior na região bifásica do fluido do que na região monofásica, devido à presença de vapor, cuja densidade é menor, o que implica maiores velocidades do escoamento e, portanto, maiores perdas de carga por atrito com as paredes dos tubos.

Figura 5.21 – Valor do coeficiente de transferência de calor para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função (a) da posição do escoamento no trocador de calor, e (b) do título mássico da mistura bifásica.



Fonte: o autor.

Figura 5.22 – Valor do fluxo de calor para o escoamento de 0,04 kg/s de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,5 kg/s de água quente entrando no trocador de calor a 95 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



Fonte: o autor.

Os valores do coeficiente de transferência de calor exibiram pequenas alterações durante o escoamento monofásico em relação às alterações verificadas durante a evaporação, conforme se observa na Fig. 5.21a. O valor do coeficiente de transferência de calor apresenta um salto no início da mudança de fase e aumenta até que os efeitos da secagem sejam relevantes, quando o valor do coeficiente de transferência de calor decai devido à falta de líquido em contato com as paredes do trocador de calor (TIBIRIÇÁ *et al.*, 2017).

O fluxo de calor, por sua vez, apresentou queda na região monofásica do escoamento, pois o coeficiente de transferência de calor não se altera de maneira significativa, mas a diferença entre as temperaturas do fluido de trabalho e da água quente diminui, à medida que calor é trocado ao longo do trocador de calor. Durante a mudança de fase, o fluxo de calor aumenta, pois o coeficiente de transferência de calor aumenta, enquanto que a diferença de temperaturas se altera de maneira mais discreta em relação às alterações do coeficiente de transferência de calor, conforme se observa na Fig. 5.22.

5.3.1.2 Condensador

Para o projeto do condensador, também é necessário fazer uma análise de vazão mássica mínima do fluido de transporte de calor da fonte fria. Utilizando raciocínio análogo ao feito para o evaporador:

$$\dot{m}_{f,mín} = \dot{m}_{ft} \cdot \frac{(i_{ft,ent} - i_{ft,saí})}{(i_{f,saí} - i_{f,ent,mín})} \quad (5.34)$$

Utilizando o modelo descrito no item 5.3.1, as seguintes equações foram utilizadas para o dimensionamento do condensador:

$$i_f^{j+1} = i_f^j - \frac{\dot{Q}^j}{\dot{m}_f} \quad (5.35)$$

$$i_{ft}^{j+1} = i_{ft}^j - \frac{\dot{Q}^j}{\dot{m}_{ft}} \quad (5.36)$$

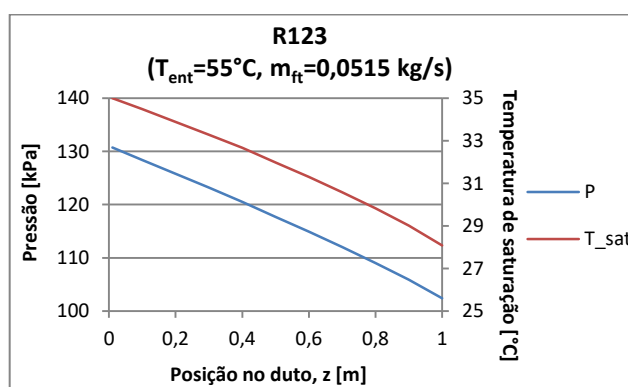
Além disso, a análise de perda de carga, sobretudo, para o fluido de trabalho é essencial, pois, com a diminuição da pressão, a temperatura de saturação do fluido tende a diminuir, dificultando a condensação do fluido de trabalho. Como a velocidade do escoamento no estado de vapor é maior que a velocidade no estado líquido à mesma pressão, é necessário que o tamanho do trocador de calor seja compatível com as condições de operação adotadas.

A Fig. 5.23 ilustra o efeito acentuado da perda de carga para o caso de um escoamento de R123, sem transferência de calor, em um duto anular de 1 m de comprimento, como aquele utilizado na análise do evaporador, cujas dimensões estão presentes na Tab. 5.2. Foi considerada uma temperatura de 55 °C na entrada do tubo e uma vazão mássica de 0,0515 kg/s, condição para absorver 10 kWt no evaporador, variando a temperatura de 35 °C a 80 °C,

entrando no expansor em estado de vapor saturado e saindo a 55 °C (eficiência isoentrópica de 55%).

Nessas condições, a velocidade média do escoamento no trocador de calor é de 40 m/s, o que implica grande perda de carga friccional.

Figura 5.23 – Gráfico representando perda de carga em um escoamento monofásico de R123 através de um duto anular de diâmetro hidráulico de 0,0435 m e 1 m de comprimento, com vazão mássica de 0,0515 kg/s e temperatura de entrada no duto de 55 °C, e temperaturas de saturação referentes à pressão do escoamento em cada posição do duto anular.



Fonte: o autor.

Para implementação do modelo descrito no item 5.3.1, é necessário calcular os coeficientes de transferência de calor simultaneamente com a perda de carga dos escoamentos.

Quando a transferência de calor não envolve mudança de fase, os coeficientes de transferência de calor são calculados conforme descrito no item 5.3.1.1, utilizando as Eqs. (5.20) a (5.23), e a perda de carga, as Eqs. (5.6) e (5.7).

Durante a condensação, o coeficiente de transferência de calor, $h_{2\phi,cond}$, foi calculado de acordo com o método de Shah (1979):

$$h_{2\phi,cond} = h_l \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{P_r^{0,38}} \right] \quad (5.37)$$

em que h_l é o coeficiente de transferência de calor calculado como se o fluido estivesse no estado de líquido saturado, conforme a Eq. (5.30), x é o título mássico de vapor na mistura bifásica e P_r , a pressão reduzida.

Durante o escoamento bifásico, a perda de carga durante a condensação é calculada da mesma forma que na evaporação: método de Tibiriçá *et al.* (2017), representado pelas Eqs. (5.12) a (5.17).

O condensador deve dissipar o calor introduzido ao sistema menos o calor extraído pelo trabalho e, eventualmente, menos o calor recuperado no recuperador. Assim, é importante analisar a eficiência isoentrópica do expensor para dimensionar o condensador.

Com objetivo de preparar a bancada de testes para permitir o acoplamento de turbinas de entrada radial, o condensador foi dimensionado considerando eficiências estimadas para a expansão, de acordo com a equação proposta por Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018).

$$\eta_t = 0,45 + 1,64 \cdot N_s - 0,05 \cdot RP - 2 \cdot N_s^2 + 0,15 \cdot N_s \cdot RP + 0,63 \cdot N_s^3 - 0,07 \cdot N_s^2 \cdot RP - 0,003 \cdot N_s \cdot RP^2 \quad (5.38)$$

em que N_s é a velocidade específica dada pela Eq. (2.5), e RP é a razão de pressões de na entrada e na saída do expensor, idealmente, as pressões de evaporação e de condensação, respectivamente.

$$N_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{\dot{V}_{saí,exp}}}{(\Delta i_s)^{3/4}} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{\dot{m}^{1/2}}{\rho_{saí,exp}^{1/2} \cdot (\Delta i_s)^{3/4}} \quad (2.5)$$

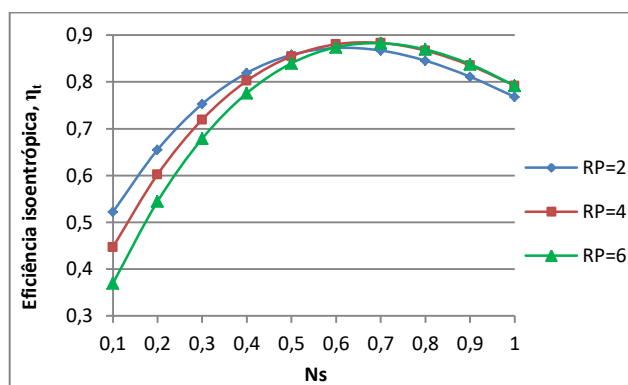
A aplicação da Eq. (5.38) para razões de pressões iguais a 2, 4 e 6 resulta nas curvas exibidas na Fig. 5.24.

A velocidade específica, expressada pela Eq. (2.5), depende da rotação de eixo da turbina, da vazão mássica do fluido, do fluido e de suas propriedades em função de estados na entrada e na saída da turbina; assim, é importante observar a compatibilidade da rotação de eixo com o projeto mecânico da turbina, além do projeto térmico.

Por inspeção da Eq. (2.5), para mesmas condições de entrada e de saída do fluido de trabalho na turbina, vazões mássicas menores necessitam que as velocidades do eixo da turbina sejam maiores, para obter a mesma eficiência isoentrópica da turbina.

Assim, para obter eficiências isoentrópicas de turbinas radiais mais elevadas com rotações de eixo moderadas (limitadas, inicialmente, a 50.000 rpm), as vazões mássicas devem ser as maiores possíveis dentro dos limites dos equipamentos da bancada de testes.

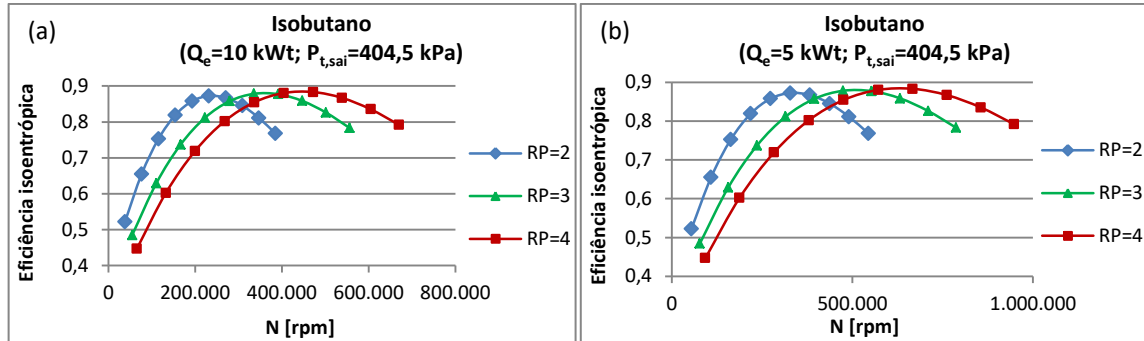
Figura 5.24 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais em função da velocidade específica (N_s), de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), para razões de pressões (RP) iguais a 2, 4 e 6.



Fonte: o autor.

A Fig. 5.25 representa as curvas de eficiência isoentrópica para turbinas radiais calculadas através da Eq. (5.38) para o isobutano, considerando pressão na saída da turbina igual a 404,5 kPa (pressão de saturação referente à temperatura de 35 °C) e ciclo saturado sem recuperação de calor para o cálculo das vazões mássicas em duas situações: fornecimento de 10 e 5 kWt no evaporador, em função da velocidade de eixo.

Figura 5.25 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais em função da rotação de eixo (N), de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), para o isobutano, considerando pressão de condensação de 404,5 kPa, razões de pressões (RP) iguais a 2, 4 e 6, para fornecimento de (a) 10 kWt e (b) 5 kWt no evaporador.



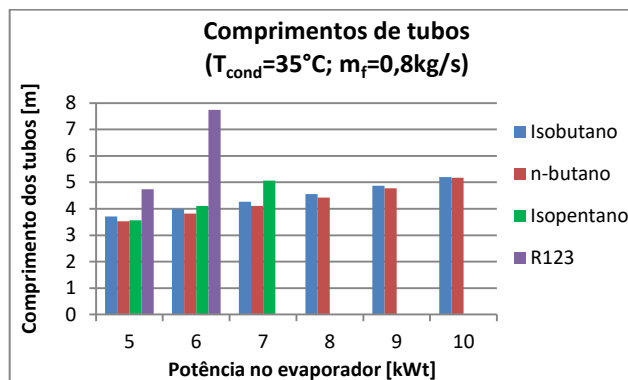
Fonte: o autor.

Considerando temperatura de evaporação de 80 °C e temperatura de água fria à vazão de 0,8 kg/s entrando a 20 °C no condensador, os comprimentos de tubos necessários para condensação dos fluidos de trabalho foram investigados, mantendo as dimensões dos tubos especificados para o evaporador (presentes na Tab. 5.2).

Foram consideradas as temperaturas de condensação de 30 °C e 40 °C, comparando-se os valores obtidos para os comprimentos dos tubos e as perdas de carga dos fluidos de trabalho e da água fria.

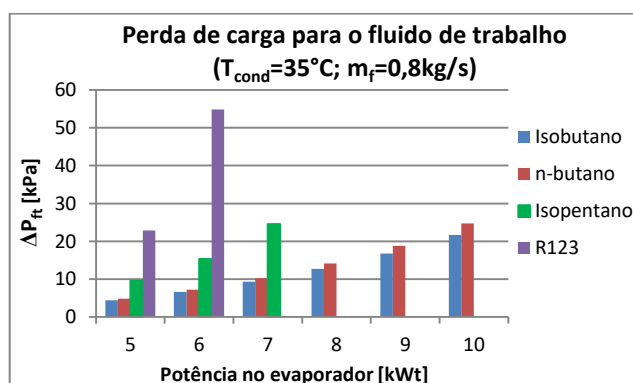
Avaliando os valores de comprimentos de tubos e das perdas de carga, optou-se por definir em projeto a temperatura de mínima de condensação igual a 35 °C. Para essa temperatura, os valores de comprimentos de tubos são ilustrados pela Fig. 5.26 e as respectivas perdas de carga para o fluido de trabalho e para a água fria são exibidas nas Figs. 5.27 e 5.28.

Figura 5.26 – Comprimentos de tubos para o condensador em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador para os fluidos de trabalho a serem utilizados na bancada de testes, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s, para a temperatura de condensação de 35 °C.



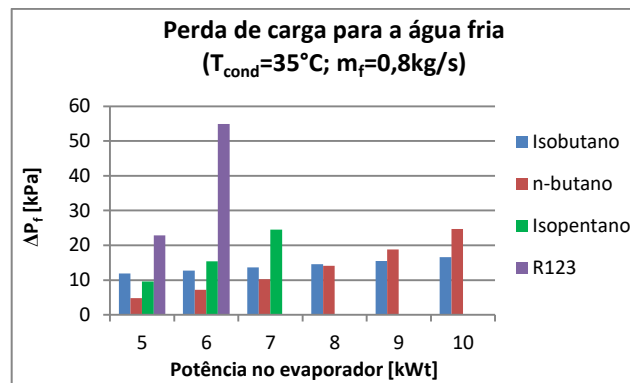
Fonte: o autor.

Figura 5.27 – Perda de carga para os fluidos de trabalho a serem utilizados na bancada de testes em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s para a temperatura de condensação de 35 °C.



Fonte: o autor.

Figura 5.28 – Perda de carga para a água fria em função da potência fornecida ao ciclo no evaporador, considerando temperatura de evaporação de 80°C, vazão mássica de água fria de 0,8 kg/s para a temperatura de condensação de 35 °C.



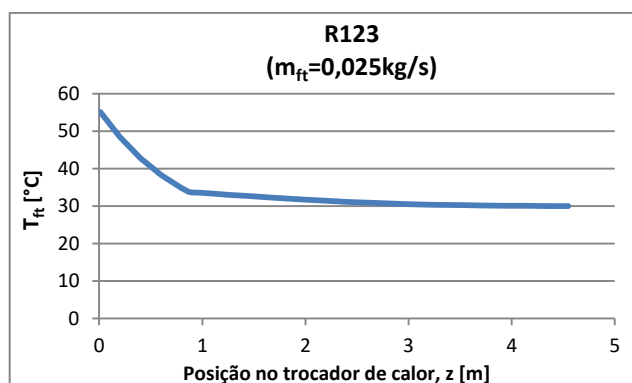
Fonte: o autor.

Nota-se, portanto, que, os comprimentos de tubo necessários para o condensador são inferiores a 5 metros para ampla faixa de operação de um ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando com os fluidos orgânicos considerados.

Isso posto, por motivo de simplicidade de equipamento, optou-se por manter as especificações do trocador de calor com função de evaporador, também, para o trocador de calor com função de condensador, cujas características estão presentes na Tab. 5.3.

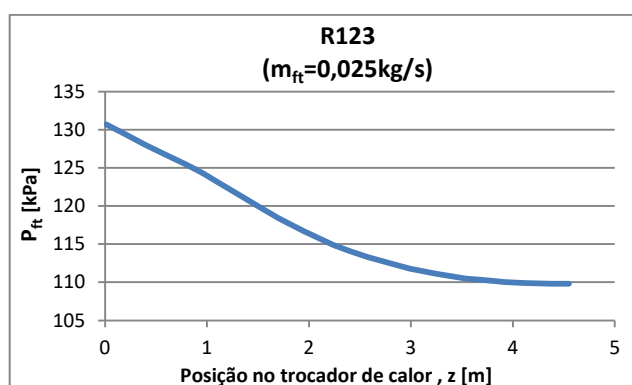
Para o R123, as Figs. 5.29, 5.30, 5.31 e 5.32 representam, respectivamente, perfil de temperatura, perfil de pressão, coeficiente de transferência de calor e fluxo de calor ao longo do trocador de calor, para uma vazão mássica de 0,025 kg/s de R123 entrando no condensador a 55 °C e 130,7 kPa, com água fria entrando a 20 °C e com vazão mássica de 0,8 kg/s.

Figura 5.29 – Perfil de temperatura para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



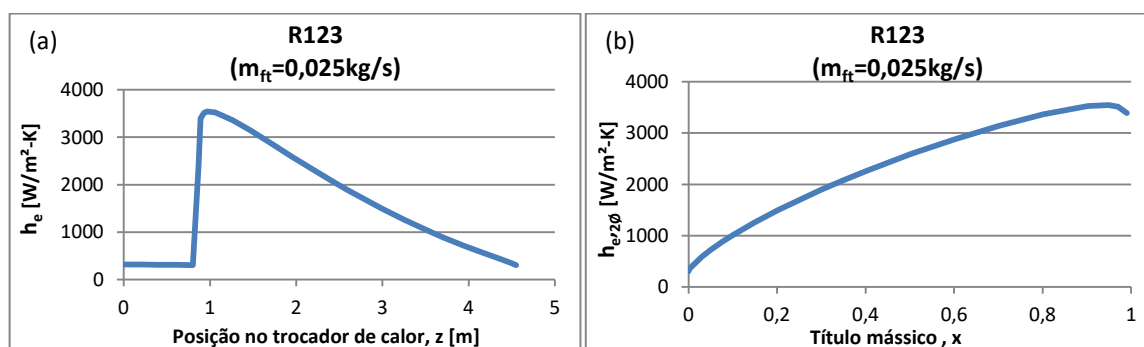
Fonte: o autor.

Figura 5.30 – Perfil de pressão para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



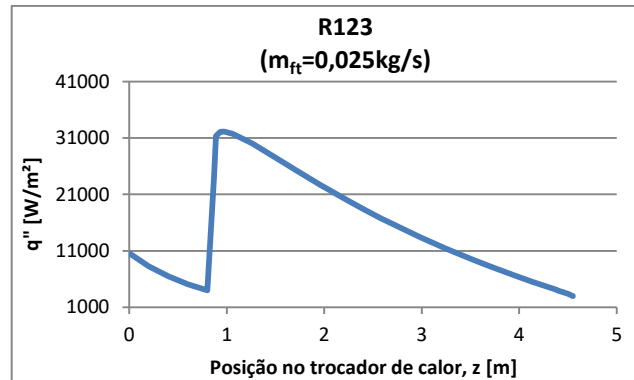
Fonte: o autor.

Figura 5.31 – Valor do coeficiente de transferência de calor para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função de (a) posição do escoamento no trocador de calor e (b) título mássico da mistura bifásica.



Fonte: o autor.

Figura 5.32 – Valor do fluxo de calor para o escoamento de R123 em um trocador de calor com as especificações conforme Tab. 5.3, trocando calor com 0,8 kg/s de água fria entrando no trocador de calor a 20 °C, em função da posição do escoamento no trocador de calor.



Fonte: o autor.

No condensador, diferentemente do evaporador, a maior perda de carga ocorre para o escoamento de vapor, devido às velocidades mais elevadas do escoamento.

O valor do coeficiente de transferência de calor não se altera de maneira significativa durante o escoamento monofásico, mas, apresenta um salto no início da condensação e diminui durante a mudança de fase.

O valor do fluxo de calor diminui ao longo do escoamento monofásico pelo mesmo motivo da diminuição do fluxo de calor do escoamento monofásico no evaporador, e apresenta um salto no início da mudança de fase, diminuindo ao longo do processo de condensação.

5.3.1.3 Recuperador de calor

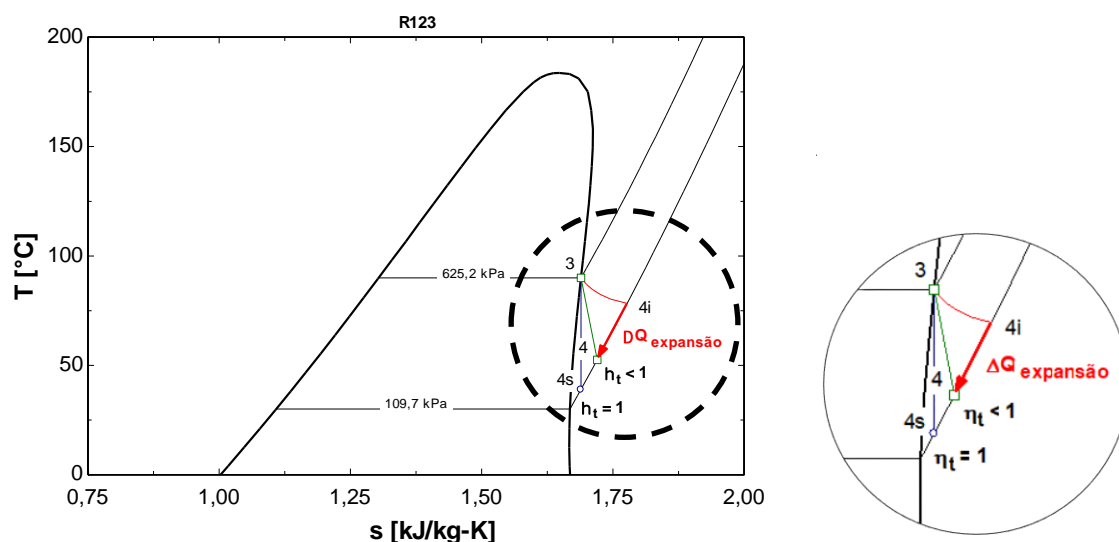
Para a função de recuperador de calor, foi especificado um trocador de calor tubo em tubo enrolado, semelhante ao evaporador e ao condensador, mas com 2,5 voltas, e comprimento de tubos de, aproximadamente, 2 metros.

5.3.2 Expansão

Como a bancada de testes tem objetivo de permitir ensaios experimentais com diferentes fluidos e condições de operação, optou-se por adotar a estratégia de simulação de um processo de expansão através de uma válvula.

No entanto, a expansão por meio de válvula pode ser considerada como sendo praticamente isoentálpica, conforme ilustrado na Fig. 5.33. Para a simulação ser representativa, é necessário remover do fluido a energia equivalente ao trabalho de eixo de um equipamento expensor ($\Delta Q_{expansão}$).

Figura 5.33 – Representação de expansões isoentálpica (vermelho), isoentrópica (azul) e com eficiência η_t entre 0 e 1 (verde) em diagrama T - s e em detalhe ampliado.



Fonte: o autor.

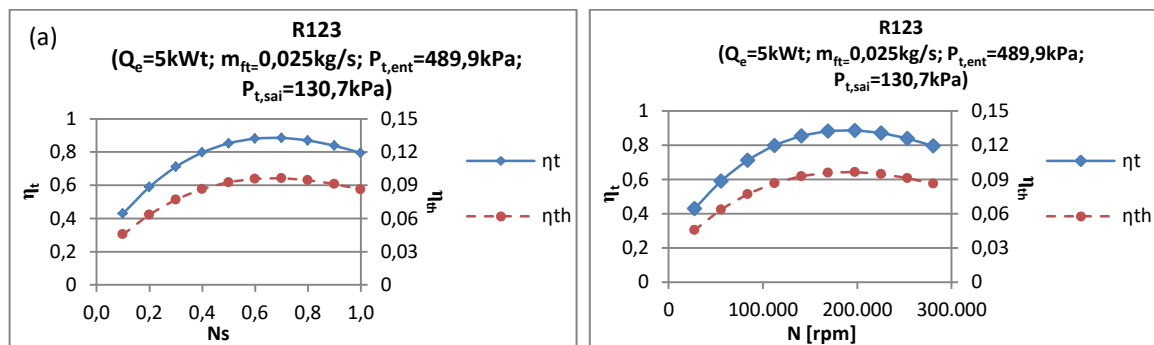
Dessa maneira, um trocador de calor tubo em tubo será utilizado em conjunto com a válvula para simulação do processo de expansão. A “eficiência isoentrópica” da expansão pode ser ajustada por meio do controle da vazão de água fria que retira calor do fluido através desse trocador de calor tubo em tubo.

Conforme discutido no item 4.2.5, a eficiência isoentrópica do expensor influencia significativamente a eficiência térmica do ciclo. Porém, como a aplicação de turbinas de entrada radial na pequena escala impõe rotações de eixo mais elevadas para maiores eficiências isoentrópicas (devido à baixa vazão mássica de fluido de trabalho), deve-se observar o limite de projeto mecânico e de operação de turbinas radiais.

Nesse caso, é necessário avaliar a relação entre diminuição da rotação de eixo da turbina e diminuição da eficiência térmica do ciclo.

A Fig. 5.34 ilustra a eficiência isoentrópica de turbinas radiais de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), e a eficiência térmica de um ciclo Rankine orgânico saturado e sem recuperação de calor em função da velocidade específica e da rotação de eixo, para um escoamento de R123 com vazão mássica de 0,025 kg/s, considerando pressões na entrada e na saída da turbina, respectivamente, iguais a 489,9 kPa e 130,7 kPa, e eficiência isoentrópica da bomba igual a 0,6.

Figura 5.34 – Eficiência isoentrópica (η_t) de turbinas radiais de acordo com equação de Mounier, Olmedo e Schiffmann (2018), e eficiência térmica do ciclo (η_{th}) em função (a) da velocidade específica (N_s) e (b) da rotação de eixo (N), para vazão mássica de 0,025 kg/s de R123, considerando pressões na entrada e na saída da turbina, respectivamente, iguais a 489,9 e 130,7 kPa.



Fonte: o autor.

Nota-se que, com 50.000 rpm, a eficiência isoentrópica da turbina é de, aproximadamente, 0,56 e a eficiência térmica do ciclo é de 0,06. Reduzindo a rotação da

turbina para 30.000 rpm, a eficiência isoentrópica da turbina passaria para valor próximo de 0,44 e a eficiência térmica de ciclo, 0,047.

5.3.3 Tanques de água

Para fornecimento de água quente e de água fria à bancada de testes, definiu-se que seriam utilizados dois tanques de água: o tanque para água quente seria aquecido por uma resistência elétrica de 10 kWe, e o tanque de água fria seria resfriado por meio de uma torre de resfriamento, que forneceria água resfriada ao trocador de calor em serpentina localizado dentro do tanque de água fria.

Durante a operação, o evaporador precisa de água quente; o trocador de calor da expansão, o condensador e o tanque pulmão, de água fria. No entanto, em situações transitórias, quais sejam, partida e parada do sistema, ou carga de fluido na bancada e realização de manutenções, algumas manobras com água serão necessárias.

Para fazer a carga de fluido de trabalho no sistema, via tanque pulmão, é necessário que este esteja a uma temperatura inferior à do fluido a ser transferido para o sistema da bancada; isso é obtido por meio da circulação de água fria pelo trocador de calor interno ao tanque pulmão. Em seguida, quando o tanque estiver carregado com fluido de trabalho, é necessário que esse fluido preencha os demais componentes da bancada. Isso é feito por meio da circulação de água quente pelo trocador de calor do tanque pulmão, tendo como objetivo aumentar sua pressão, através da evaporação do fluido.

Para realizar alguma manutenção de componentes da bancada, em que haja desconexão de componentes ou de tubulação da linha de fluido de trabalho, é necessário que se recolha esse fluido no tanque pulmão a fim de se evitar vazamentos para o ambiente. Assim, resfria-se o tanque pulmão e se aquecem os demais componentes.

A Tab. 5.4 sintetiza as manobras de fornecimento de água na bancada de acordo com as situações discutidas.

Tabela 5.4 – Suprimento de água para os componentes da bancada de acordo com as diferentes situações: 1) operação, 2) carga de fluido e *startup*, 3) parada/manutenção.

	Evaporador	Trocador expansão	Condensador	Tanque pulmão
1) Operação	AQ	AF	AF	AF
2) Carga de fluido e <i>startup</i>	AF	AF	AF	AF e AQ
3) Parada/Manutenção	AQ	AQ	AQ	AF

Fonte: o autor.

Ambos os tanques de água foram projetados para servir tanto à operação do sistema quanto para as manobras de *startup* e paradas para eventuais manutenções, conforme explicado anteriormente; ou seja, ambos precisariam ser capazes de fornecer água quente e fria, de acordo com a situação desejada. Assim, ambos os tanques contarão com resistência elétrica e, posicionado em seu interior, um trocador de calor em formato de serpentina, conectado à linha de água fria proveniente da torre de resfriamento.

5.3.4 Tanque pulmão

O tanque pulmão, além de armazenar o fluido de trabalho e de permitir as operações de carga/descarga de fluido na bancada, tem os objetivos de controlar variações na pressão da linha e de definir a pressão de condensação; no entanto, como a bancada de testes foi concebida para receber diversos fluidos, o projeto do tanque contemplou o uso de altas pressões, sendo projetado para suportar pressão de até 20 bar.

O corpo cilíndrico do tanque foi feito em aço inox a partir de uma chapa de espessura $\frac{3}{16}$ " e, fazendo uso de uma calandra, fabricou-se cilindro de diâmetro interno 200 mm. O fundo e a tampa/flange foram feitos utilizando chapa de espessura $\frac{1}{4}$ "; a soldagem do fundo foi feita internamente, e do flange, externamente. A tampa é fixada por 8 parafusos M8.

Uma serpentina (feita a partir de tubo de diâmetro externo de ¼”) para troca de calor foi incluída; sua finalidade é controlar a temperatura dentro do tanque, a partir de uma tomada regulável de água fria.

5.3.5 Bomba

Por inspeção da Eq. (3.4a), para a mesma potência térmica fornecida ao ciclo, a maior vazão mássica de fluido de trabalho ocorrerá para o ciclo saturado e com menores temperaturas de evaporação. Assim, estabelecendo temperatura mínima de evaporação como sendo 5 °C superior à temperatura de condensação, considerando a temperatura máxima de condensação de 60 °C, as vazões volumétricas foram calculadas e são exibidas na Tab. 5.5.

Para garantir que líquido saturado (ou subresfriado) entre na bomba, um trocador de calor (sub-resfriador) será instalado entre a saída do condensador/tanque pulmão e a entrada da bomba, a fim de evitar a presença de vapor de fluido de trabalho na entrada da bomba, o que poderia provocar cavitação e danos ao equipamento.

Tabela 5.5 – Vazões volumétricas (l/min) calculadas para os fluidos a serem utilizados na bancada de testes em função da temperatura de condensação, considerando ciclo saturado, fornecimento de 10 kWt ao ciclo e temperatura de evaporação 5 °C superior à temperatura de condensação.

	Temperatura de condensação [°C]				Vazão volumétrica [l/min]
	30	40	50	60	
Isobutano	3,3	3,6	3,8	4,1	
n-butano	2,9	3,1	3,3	3,5	
Isopentano	2,8	2,9	3,1	3,2	
R123	2,4	2,5	2,6	2,8	

Fonte: o autor.

Foi especificada uma bomba de deslocamento positivo, semelhante à utilizada por Liu *et al.* (2019), com capacidade para bombear 4,1 litros por minuto. A vazão de fluido de trabalho pode ser controlada por um inversor de frequências e/ou por um sistema de *bypass*,

em que parte do escoamento do fluido de trabalho segue para o recuperador e a outra parte, para a entrada da bomba, como se observa na Fig. 5.1.

5.3.6 Medidor de vazão do fluido de trabalho

Um medidor de vazão do tipo Coriollis foi especificado para medir a vazão do fluido de trabalho.

5.4 Procedimentos prévios

Quoilin (2011) recomenda que algumas medições redundantes, como pressões, temperaturas e vazões mássicas de fluidos secundários, sejam adotadas como medida para minimizar possíveis maus funcionamentos de sensores, calibrações incorretas ou erros de operação, gerando dados que tornem possível o confronto de medidas, verificando eventuais incoerências nos valores adquiridos.

Além disso, os instrumentos de medição devem ser calibrados para eliminação de erros sistemáticos, e testes de estanqueidade do sistema devem ser realizados antes de o sistema receber a carga de fluido de trabalho.

5.5 Descrição dos testes

Para o estudo de ciclos Rankine orgânico, duas configurações foram propostas: ausência ou presença de um recuperador de calor, em que um circuito de *bypass* define a utilização ou não desse trocador de calor.

O fluido de trabalho é bombeado desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação. Um sub-resfriador foi adicionado antes da entrada da bomba para que o fluido de

trabalho entre na bomba no estado de líquido levemente subresfriado, evitando cavitação na bomba.

Ao ser pressurizado, o fluido de trabalho passa pelo recuperador de calor, que pode ou não estar sendo utilizado; através das válvulas de *bypass*, o fluido, após expansão, pode seguir pela tubulação que vai direto para o condensador, ou passar pelo recuperador, preaquecendo o fluido antes de sua entrada no evaporador.

O ciclo terá sua operação em diferentes faixas de temperaturas. Os pontos experimentais aferidos fornecerão dados para cálculos dos indicadores de desempenho de cada componente, conforme modelagens abordadas no capítulo 3. Por fim, os resultados experimentais poderão ser comparados com os modelos teóricos.

Serão alvos de investigação experimental os efeitos que os seguintes parâmetros operacionais têm sobre o desempenho e o projeto do ciclo:

- Características termofísicas de fluidos de trabalho;
- Pressões de evaporação e de condensação dos fluidos de trabalho;
- Estados termofísicos dos fluidos de trabalho na entrada do expensor;
- Eficiência isoentrópica da bomba e do expensor;
- Presença de um recuperador de calor no ciclo;
- Efetividade do recuperador de calor.

Além disso, a bancada de testes poderá ser utilizada para outras investigações experimentais, como a medição de coeficientes de transferência de calor, fluxos de calor e propriedades termofísicas de possíveis fluidos de trabalho (puros ou misturas).

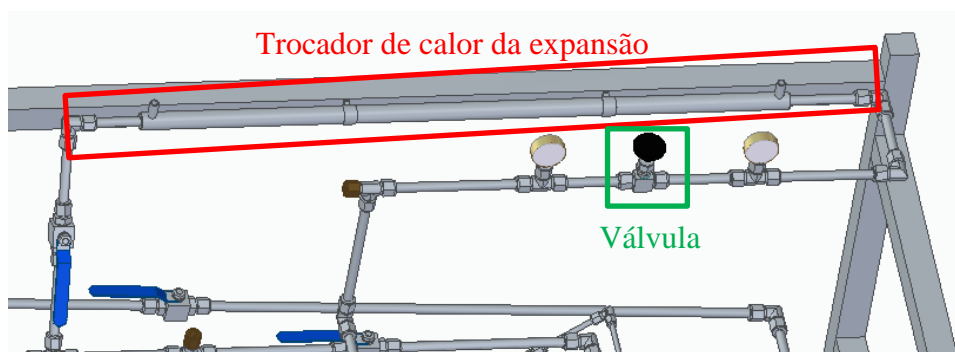
A Fig. 5.35 representa a vista isométrica do desenho em CAD da bancada de testes proposta. A Fig. 5.36, também imagem de desenho em CAD, mostra o detalhe do aparato para simulação de uma expansão do fluido de trabalho.

Figura 5.35 – Desenho em CAD da bancada de testes proposta.



Fonte: o autor.

Figura 5.36 – Imagem de desenho em CAD do detalhe do aparato para simulação de uma expansão por meio de válvula e trocador de calor.



Fonte: o autor.

A Fig. 5.37 é uma fotografia da bancada de testes projetada em fase inicial de montagem.

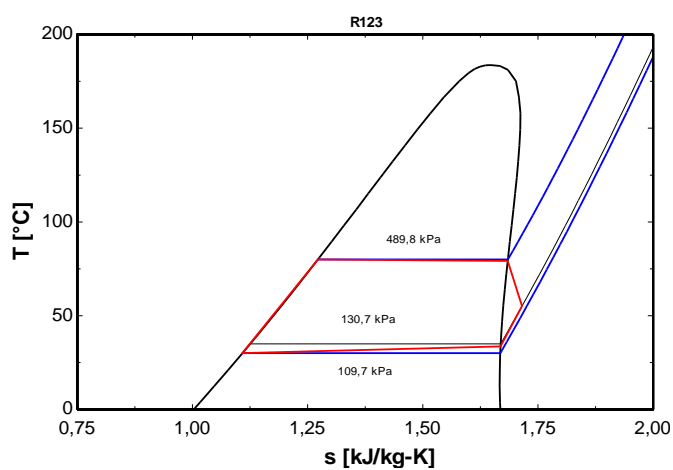
Figura 5.37 – Foto da bancada de testes projetada, em fase inicial de montagem.



Fonte: o autor.

Considerando as perdas de carga, é esperado que os ciclos saturados e sem recuperação de calor apresentem um diagrama $T-s$ como o da Fig. 5.38, que ilustra o diagrama para o R123, cujos parâmetros de operação são resumidos nas Tabs. 5.6 e 5.7.

Figura 5.38 – Diagrama $T-s$ para ciclo saturado e sem recuperação de calor funcionando a R123.



Fonte: o autor.

Tabela 5.6 – Resumo das condições de operação do ciclo Rankine orgânico representado pela Fig. 5.38.

Fluido de trabalho	R123
Vazão mássica	0,025 kg/s
Pressão na entrada do evaporador	489,8 kPa
Temperatura na entrada do evaporador	30,3 °C
Pressão na saída do evaporador	486,6 kPa
Temperatura na saída do evaporador	79,7 °C
Potência fornecida no evaporador	5 kWt
Efetividade do evaporador	0,94
Perda de carga do fluido de trabalho no evaporador	3,2 kPa
Tipo de expansor	Turbina de entrada radial
Rotação de eixo do expansor	50.000 rpm
Eficiência isoentrópica do expansor	0,56
Potência de eixo da turbina	0,31 kW
Pressão na entrada do condensador	130,7 kPa
Temperatura na entrada do condensador	54,8 °C
Pressão na saída do condensador	109,8 kPa
Temperatura na saída do condensador	30 °C
Efetividade do condensador	0,95
Perda de carga do fluido de trabalho no condensador	20,9 kPa
Potência rejeitada no condensador	4,7 kW
Eficiência isoentrópica da bomba	0,6
Potência de eixo da bomba	0,01 kW
Potência líquida do ciclo	0,3 kW
BWR	0,03
PWHR	0,02
Eficiência térmica do ciclo	0,06

Fonte: o autor.

Tabela 5.7 – Eficiências exergéticas e destruição de exergia do ciclo Rankine orgânico representado pela Fig. 5.38 nas condições de operação da Tab. 5.6.

Temperatura de entrada da fonte fria	20 °C
Vazão mássica da fonte fria	0,8 kg/s
Temperatura de saída da fonte fria	21,4 °C
Temperatura de entrada da fonte quente	95 °C
Vazão mássica da fonte quente	0,5 kg/s
Temperatura de saída da fonte quente	92,6 °C
Destruição de exergia da fonte quente	0,94 kW
Eficiência de Carnot, η_{Carnot}	0,19
Eficiência de Carnot modificada, η_{Carnot}^*	0,10
Eficiência exergética fonte ideal, $\epsilon_{ex,Tq}$	0,31
Eficiência exergética fonte não ideal, ϵ_{ex}	0,32
Eficiência exergética modificada, ϵ_{ex}^*	0,60
Destruição de exergia no evaporador	0,24 kW
Destruição de exergia na turbina	0,22 kW
Destruição de exergia no condensador	0,23 kW
Destruição de exergia na bomba	0,004 kW
Destruição de exergia total	0,7 kW

Fonte: o autor.

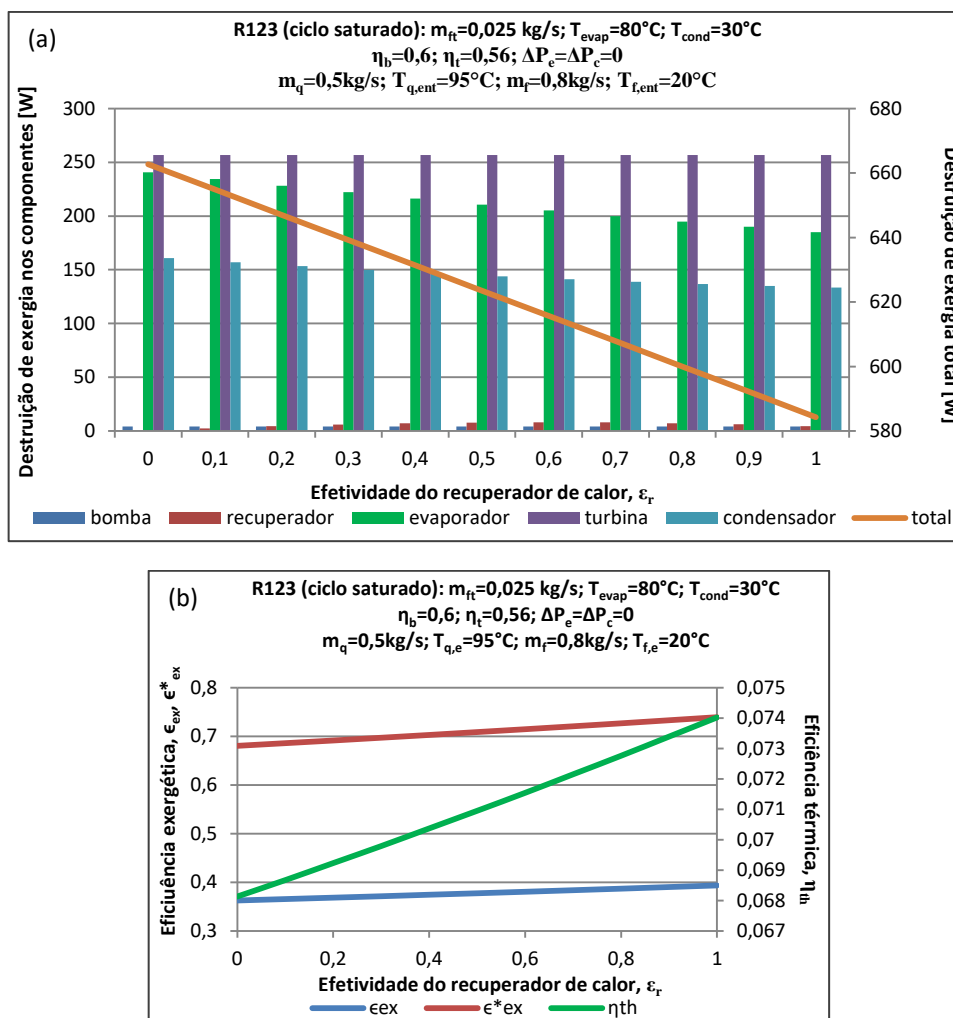
Os dados presentes nas Tabs. 5.6 e 5.7 mostram que a destruição de exergia na bomba é muito menor que nos demais componentes, mesmo considerando a eficiência isoentrópica da bomba igual a 0,6. Isso se deve aos valores mais baixos de entalpia na entrada e na saída da bomba.

Para essas condições de pressões e temperaturas de operação, fixando a energia fornecida ao ciclo no evaporador e a vazão mássica do fluido de trabalho, a destruição de exergia na turbina poderia ser menor no caso de a eficiência isoentrópica do expansor ser maior. No caso do evaporador e do condensador, a destruição de exergia poderia ser minimizada diminuindo-se as vazões mássicas da água quente e da água fria; no entanto, conforme discutido na seção 5.3.1, para as dimensões especificadas no projeto dos trocadores de calor, a diminuição das vazões mássicas de água implicaria necessidade de maior comprimento de tubos dos trocadores de calor, prejudicando o processo de transferência de calor e, eventualmente, alterando os pontos de operação do ciclo Rankine orgânico.

A utilização do recuperador de calor no ciclo saturado reduz a destruição de exergia total do ciclo. Apesar haver destruição de exergia no recuperador de calor, esse valor é bem menor que os valores de destruição de exergia nos demais trocadores de calor, e as diminuições da destruição de exergia, tanto no evaporador quanto no condensador, são maiores que o valor da destruição de exergia adicionado ao sistema pela inclusão do recuperador de calor, como mostra a Fig. 5.39a.

A Fig.3.39a ilustra a destruição de exergia em cada componente de um ciclo Rankine orgânico saturado funcionando a R123 e a Fig. 3.39b, as eficiências térmicas e exergéticas, ambas em função da efetividade do recuperador de calor. Foram considerados os seguintes parâmetros: temperatura de evaporação igual a 80°C , temperatura de condensação igual a 30°C , vazão mássica de fluido de trabalho igual a $0,025\text{ kg/s}$, eficiências isoentrópicas da bomba e da turbina, respectivamente, iguais a $0,6$ e $0,56$, temperatura de entrada e vazão mássica de água quente iguais a 95°C e $0,5\text{ kg/s}$, temperatura de entrada e vazão mássica de água fria iguais a 20°C e $0,8\text{ kg/s}$, e as perdas de carga nos trocadores de calor não foram consideradas.

Figura 5.39 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico saturado, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergeticas, em função da efetividade do recuperador de calor, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}C$, $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $\dot{m}_{ft} = 0,025kg/s$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $\dot{m}_q = 0,5kg/s$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}C$, $\dot{m}_f = 0,8kg/s$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}C$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.

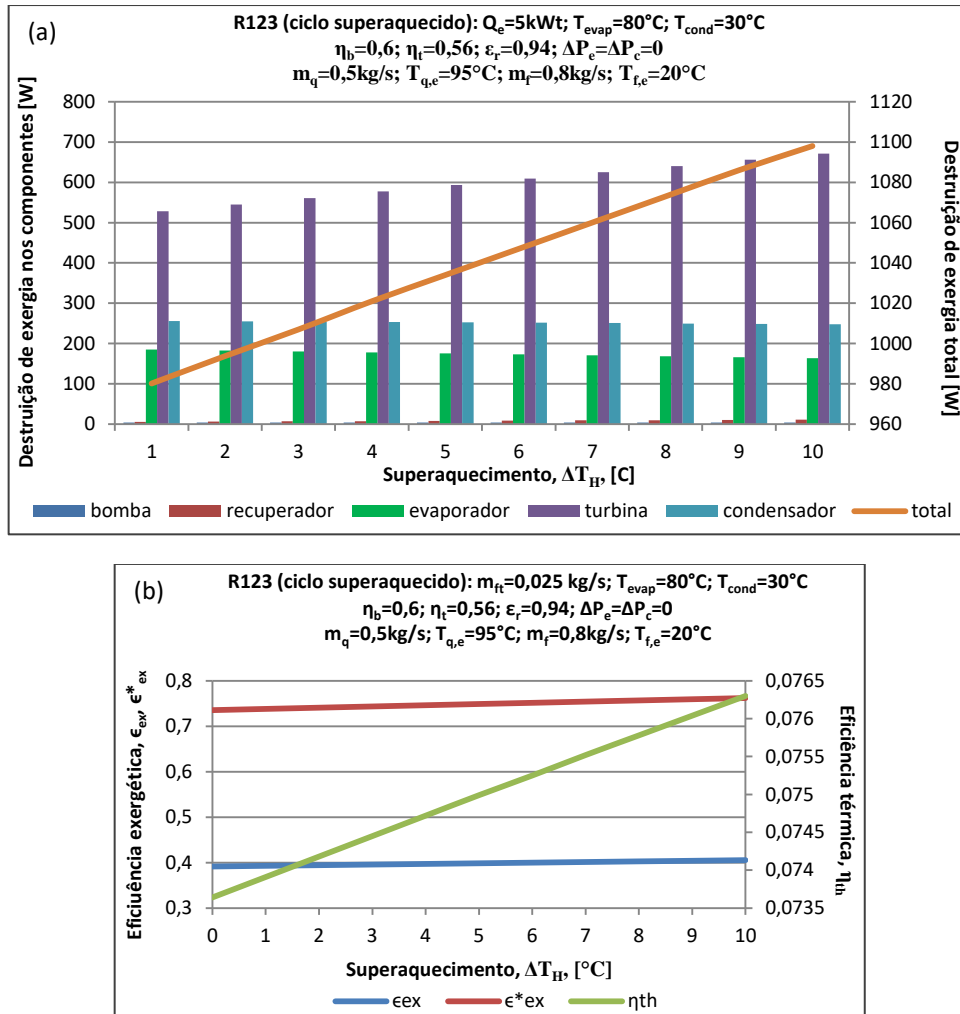


Fonte: o autor.

Assim, a utilização de um recuperador de calor no ciclo Rankine orgânico saturado a R123 considerado aumentou as eficiências exergeticas do ciclo, bem como reduziu a destruição de exergia total no sistema.

A Fig.5.40 ilustra o efeito do superaquecimento do fluido de trabalho na presença de um recuperador de calor no ciclo, considerando as mesmas temperaturas e características de fontes quente e fria utilizadas na análise feita para o ciclo saturado e ilustrada pela Fig. 5.39.

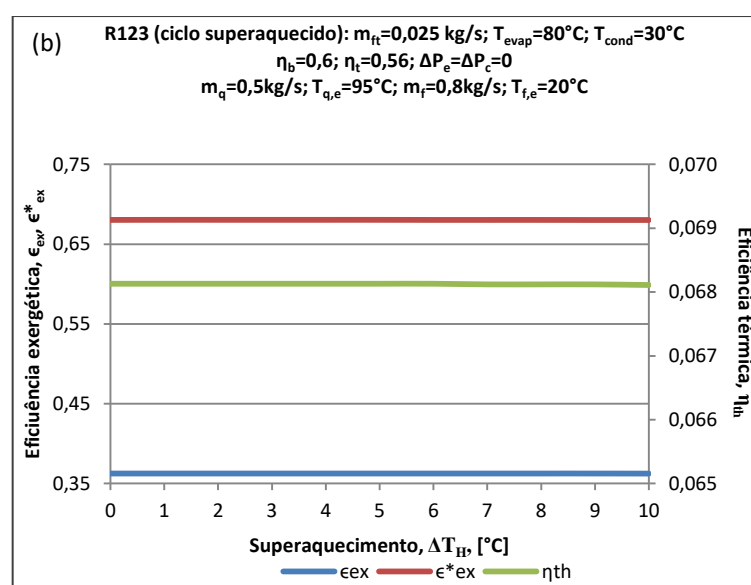
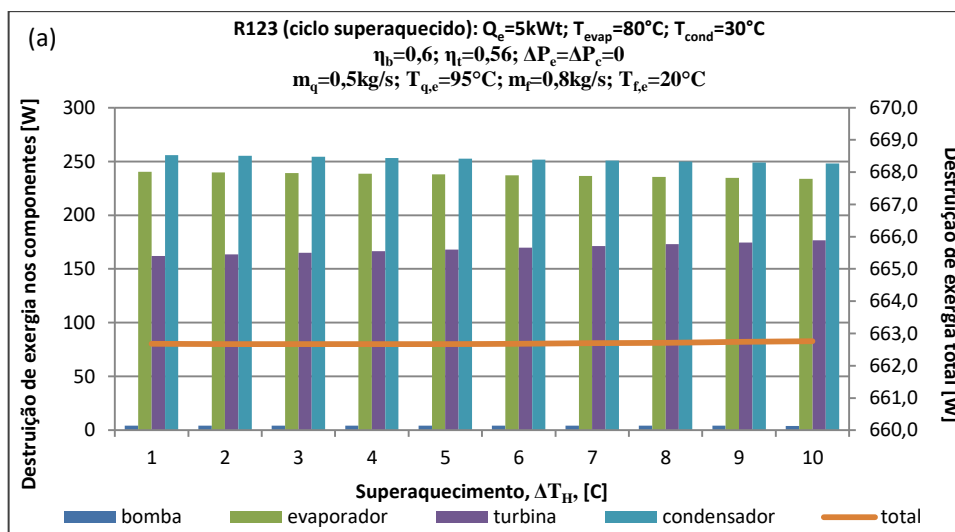
Figura 5.40 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico superaquecido e com recuperação de calor, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergéticas, em função do grau de superaquecimento do fluido de trabalho, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{ft} = 0,025\text{kg/s}$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $\varepsilon_r = 0,94$, $\dot{m}_q = 0,5\text{kg/s}$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_f = 0,8\text{kg/s}$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}\text{C}$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.



Fonte: o autor.

O superaquecimento do fluido de trabalho sem a presença de recuperador de calor, por sua vez, não promoveu alterações significativas em relação às eficiências exergéticas e a destruição de exergia total do sistema, conforme verificado na Fig. 5.41.

Figura 5.41 – (a) Destruição de exergia total e em cada componente de um ciclo Rankine orgânico superaquecido, funcionando a R123 e (b) Eficiências energéticas e exergéticas, em função do grau de superaquecimento do fluido de trabalho, considerando $T_{evap} = 80^{\circ}C$, $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $\dot{m}_{ft} = 0,025kg/s$, $\eta_b = 0,6$, $\eta_t = 0,56$, $\varepsilon_r = 0,94$, $\dot{m}_q = 0,5kg/s$, $T_{q,ent} = 95^{\circ}C$, $\dot{m}_f = 0,8kg/s$, $T_{f,ent} = 20^{\circ}C$ e desprezando perda de carga nos trocadores de calor.



Fonte: o autor.

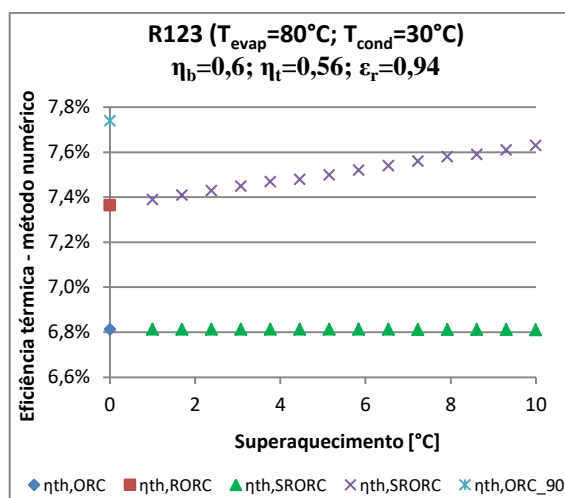
Conclui-se, então, que a presença de um recuperador de calor no ciclo promoveu aumento nos valores de eficiência térmica, mas não necessariamente nos valores de eficiências exergéticas, o que está de acordo com Maraver *et al.* (2014).

Um ciclo a R123 sem recuperação de calor, desconsiderando as perdas de carga nos trocadores de calor e fixando temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, em 80 e 30 °C teria uma eficiência térmica de ciclo de 6,81% de acordo com a solução numérica do sistema de equações; para as mesmas condições, utilizando a solução analítica, a eficiência térmica seria de 6,85%, uma divergência de 0,5% em relação ao cálculo numérico. Nessas condições, utilizando as análises realizadas com auxílio do modelo analítico proposto para cálculo de eficiência térmica de ciclos, seria possível aumentar a eficiência térmica do ciclo superaquecendo o fluido de trabalho e utilizando um recuperador de calor.

Para os mesmos valores considerados para as eficiências isoentrópicas da bomba e da turbina, e para as temperaturas de evaporação e de condensação, a eficiência térmica do ciclo pode ser aumentada em, aproximadamente, 12% se o fluido de trabalho for superaquecido a 90 °C e um recuperador de calor de efetividade igual a 94% (valor igual à efetividade do evaporador) for utilizado, o que aumentaria a eficiência térmica do ciclo para valor próximo de 7,6%.

Para ilustrar essa situação, a Fig. 5.42 exhibe as eficiências térmicas de ciclos saturados sem recuperação de calor (ORC), saturados e com recuperação de calor (RORC), superaquecidos e sem recuperação de calor (SORC) e superaquecidos com recuperação de calor (SRORC), calculadas pelo método numérico, em função do superaquecimento do fluido de trabalho.

Figura 5.42 – Eficiências térmicas para ciclos Rankine orgânicos funcionando a R123, com temperaturas de evaporação 80°C e de condensação a 30°C, em função do superaquecimento do fluido de trabalho, considerando cálculo pelo método numérico.



Fonte: o autor.

Observa-se da Fig. 5.42 que o superaquecimento do fluido de trabalho sem o uso de um recuperador de calor praticamente não alterou a eficiência térmica do ciclo, ao passo que o superaquecimento do fluido de trabalho na presença de um recuperador de calor aumentou a eficiência térmica do ciclo, o que está de acordo com as discussões realizadas na seção 4.2.

Portanto, se a temperatura (ou pressão) de evaporação do fluido de trabalho não puder ser aumentada, mas ainda houver calor na fonte quente o suficiente para superaquecer o fluido de trabalho (e área suficiente para transferência de calor no evaporador), é possível aumentar a eficiência térmica do ciclo com a utilização de um recuperador de calor, mantendo-se os demais parâmetros de operação do ciclo.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O ciclo Rankine orgânico é uma rota tecnológica com grande potencial de crescimento de aplicação, e que vem se consolidando em um contexto em que preocupações ambientais e energéticas ganham cada vez mais destaque, em que pesem a diminuição do uso de combustíveis fósseis e o aumento na utilização de fontes renováveis de energia.

Para a complexa tarefa de escolher o fluido de trabalho do sistema de potência, devem ser analisados tanto as características termodinâmicas dos fluidos quanto os seus efeitos sobre o meio ambiente e sobre a saúde ocupacional das pessoas envolvidas na operação, a segurança na aplicação e os custos envolvidos. Os fluidos secos e isoentrópicos apresentam vantagens sobre os fluidos úmidos, uma vez que dispensam o superaquecimento para evitar condensação durante a expansão.

Para avaliação mais precisa do desempenho do ciclo de potência, as métricas de eficiência energética, exérgica e exérgica modificada devem ser avaliadas em conjunto.

Assim, foram considerados os ciclos saturados e os ciclos superaquecidos, com e sem recuperação de calor, e para cada um deles, um modelo analítico foi deduzido e sua aplicação foi verificada e validada.

Os modelos propostos forneceram resultados mais precisos para os fluidos úmidos e os praticamente isoentrópicos na faixa de temperaturas consideradas; para os fluidos secos, a

aplicação dos modelos com precisão satisfatória se restringe a temperaturas mais moderadas (até em torno de 100°C).

As comparações entre os ciclos evidenciaram, conforme esperado, que, quanto menor a temperatura de condensação do fluido de trabalho, maior a eficiência térmica do ciclo. Evidenciaram, também, que a eficiência térmica do ciclo tende a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação do fluido de trabalho até temperaturas próximas à temperatura crítica do fluido, região em que as propriedades termofísicas podem sofrer alterações, e a eficiência térmica do ciclo pode sofrer ligeira queda.

A relação entre o calor latente de evaporação e o calor específico sensível de líquido (à pressão de evaporação) do fluido influencia diretamente no cálculo da eficiência térmica de ciclo. Essa relação é expressa tanto pelo adimensional número de Jacob para preaquecimento, Ja_{pre} , quanto pelo parâmetro k . Assim, a escolha do fluido de trabalho e a busca por novos fluidos, possivelmente incluindo as misturas de fluidos, devem considerar essa constatação.

A inclusão de um recuperador de calor pode promover um aumento na ordem de 10% na eficiência térmica do ciclo tanto para os ciclos saturados quanto para os ciclos com superaquecimento, desde que a temperatura do fluido de trabalho na saída do expensor seja superior à temperatura do fluido na saída da bomba, sendo os efeitos da inclusão do recuperador de calor mais pronunciados em fluidos secos e/ou em temperaturas de evaporação mais elevadas.

Em ciclos que não possuem recuperador de calor, o superaquecimento em poucos graus não altera significativamente a eficiência térmica do ciclo. Portanto, se o fluido não for úmido, que necessita de superaquecimento para prevenir formação de líquido durante a expansão, do ponto de vista da eficiência térmica do ciclo, não vale a pena impor

superaquecimento ao fluido de trabalho; no entanto, para definir o projeto de um ciclo, outros aspectos além da eficiência térmica também devem ser analisados, como vazão mássica do fluido de trabalho, complexidade e áreas superficiais de trocadores de calor e especificação de bomba, expensor, tubulação e outros componentes do ciclo.

Em ciclos que possuem recuperador de calor, por sua vez, o superaquecimento do fluido de trabalho pode promover um aumento na ordem de 20% na eficiência térmica de ciclo.

Independentemente da configuração do ciclo, as eficiências isoentrópicas da bomba e do expensor influenciam diferentemente a eficiência térmica do ciclo; a eficiência isoentrópica do expensor influencia a eficiência térmica do ciclo de maneira aproximadamente linear, enquanto que a eficiência isoentrópica da bomba, se não for inferior a valores em torno de 30%, não influencia tanto quanto a eficiência isoentrópica do expensor. Apesar de a eficiência isoentrópica do expensor exercer maior influência sobre a eficiência térmica do ciclo, a eficiência isoentrópica da bomba não deve ser negligenciada.

A revisão e os resultados da avaliação térmica teórica deste trabalho serviram como base para o projeto de uma bancada de testes para avaliação experimental de ciclos Rankine orgânico em pequena escala. No projeto da bancada de testes, destacam-se o dimensionamento dos trocadores de calor principais e a análise de pré-projeto do expensor, neste caso, visando à utilização futura de uma turbina de entrada radial.

Os valores das temperaturas das fontes quente e fria na entrada dos trocadores de calor são fundamentais para a definição das condições de operação de um ciclo Rankine orgânico e para o dimensionamento dos trocadores de calor, uma vez que a transferência de calor é proporcional à diferença de temperaturas entre os fluidos.

A análise de perda de carga para os trocadores de calor é importante, sobretudo, para o condensador, uma vez que uma perda de carga excessiva pode dificultar o processo de condensação do fluido de trabalho.

A eficiência isoentrópica de uma turbina de entrada radial é dependente da rotação de eixo da turbina e influencia diretamente na eficiência térmica do ciclo. As rotações de eixo são elevadas para a pequena escala porque a vazão mássica de fluido de trabalho é pequena, e o limite construtivo e de operação da máquina rotativa (turbina de entrada radial) deve ser considerado, tanto para o projeto desse equipamento, quanto para a definição dos parâmetros de operação do ciclo Rankine orgânico.

Dentro das condições de operação dos ciclos Rankine orgânico propostos na bancada de testes, são esperadas eficiências térmicas do ciclo entre 4 e 6% para ciclos saturados e sem recuperação de calor, valores que podem ser aumentados para cerca de 7% com superaquecimento do fluido de trabalho até temperatura próxima da fonte de calor e utilização do recuperador de calor, e de 10% com a utilização de expansores volumétricos, que possuem maiores eficiências isoentrópicas para aplicações em que as vazões mássicas de fluido de trabalho sejam mais reduzidas (como na operação da bancada de testes em pequena escala abordada neste trabalho).

Como sugestões para futuros trabalhos, destacam-se:

- Investigação de propriedades termofísicas e de coeficientes de transferência de calor de candidatos a fluido de trabalho, puros ou misturas de fluidos;
- Comparação de resultados experimentais com modelos teóricos, considerando operações tanto em regime permanente, quanto em regime transiente;

- Modelagem teórica e realização de testes para ciclos operando em regiões transcríticas ou supercríticas;
- Projetos e ensaios de expansores, com destaque para turbinas e máquinas do tipo *screw*;
- Otimização de trocadores de calor para aplicações em ciclos Rankine orgânico.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIATION FOR THE ADVANCEMENT OF COST ENGINEERING INTERNATIONAL. **International recommended practice no. 10S-90**: cost engineering terminology. Rev. October 10, 2019. Durham: AACE International, 2019.
- ABADI, G. B.; KIM, K. C. Investigation of organic Rankine cycles with zeotropic mixtures as a working fluid: advantages and issues. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 73, p. 1000-1013, 2017.
- ABAS, N.; KALAIR, A.; KHAN, N. Review of fossil fuels and future energy technologies. **Futures**, v. 69, p. 31-49, 2015.
- ABOELWAFI, O.; FATEEN, S. K.; SOLIMAN, A.; ISMAIL, I. M. A Review on solar Rankine cycles: working fluids, applications, and cycle modifications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 868-885, 2018.
- AL JUBORI, A. M.; AL-DADAH, R. K.; MAHMOUD, S.; DAABO, A. Modelling and parametric analysis of small-scale axial and radial-outflow turbines for organic Rankine cycles applications. **Applied Energy**, v. 190, p. 981-996, 2017.
- ALJUNDI, I. H. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. **Renewable Energy**, v. 36, p. 1196-1202, 2011.
- ALSHAMMARI, F.; USMAN, M.; PESYRIDIS, A. Expanders for organic Rankine cycle technology. In: WANG, E. (Ed.). **Organic Rankine cycle technology for heat recovery**. London: IntechOpen, 2018. Chap. 3, p. 41-58.
- ALVA, G.; LIN, Y.; FANG, G. An Overview of thermal energy storage systems. **Energy**, v. 144, p. 341-378, 2018.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERING. **Designation and safety classification of refrigerants**. Atlanta: ASHRAE, 2007.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERING. **Combined heat and power design guide**. Atlanta: ASHRAE, 2015.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERING. **ASHRAE Handbook**: fundamentals (I-P) – (includes CD in I-P and Si editions). Atlanta: ASHRAE, 2017.
- ATIENZA-MÁRQUEZ, A.; BRUNO, J. C.; AKISAWA, A.; NAKAYAMA, M.; CORONAS, A. Fluids selection and performance analysis of a polygeneration plant with exergy recovery from LNG-regasification. **Energy**, v. 176, p. 1020-1036, 2019.

AUNGIER, R. H. **Turbine aerodynamics** – axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis. New York: ASME Press, 2006.

AVERY, W. H.; WU, C. **Renewable energy from the ocean** – a guide to OTEC. New York: Oxford University Press, 1994.

AYDIN, H.; LEE, H.; KIM, H.; SHIN, S. K.; PARK, K. Off-design performance analysis of a closed-cycle ocean thermal energy conversion system with solar thermal preheating and superheating. **Renewable Energy**, v. 72, p. 154-163, 2014.

BADESCU, V.; ABOALTABOOQ, M. H. K.; POP, H.; APOSTOL, V.; PRISECARU, M.; PRISECARU, T. Avoiding malfunction of ORC-based systems for heat recovery from internal combustion engines under multiple operation conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 150, p. 977-986, 2019.

BAHAROON, D. A.; RAHMAN, H. A.; OMAR, W. Z. W.; FADHL, S. O. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently – a review. **Renewable and Sustainable Reviews**, v. 41, p. 996-027, 2015.

BALJE, O. E. **Turbomachines: a guide to design selection and theory**. New York: Wiley, 1981.

BAO, J.; ZHAO, L. A Review of working fluids and expander selections for organic Rankine cycles. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 325-342, 2013.

BARBIER, E. Nature and technology of geothermal energy: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 1, p. 1-69, 1997.

BARBIER, E. Geothermal energy technology and current status: an overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 6, p. 3-65, 2002.

BARRERA, J. E.; BAZZO, E.; KAMI, E. Exergy analysis and energy improvements of a Brazilian floating oil platform using organic Rankine cycles. **Energy**, v. 88, p. 67-79, 2015.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. Investigation of a hybrid ORC driven by waste heat and solar energy. **Energy Conversion and Management**, v. 156, p. 427-439, 2018.

BENDIG, M.; MARÉCHAL, F.; FAVRAT, D. Defining “waste heat” for industrial processes. **Applied Thermal Engineering**, v. 61, p. 134-142, 2013.

BIANCHI, M.; DE PASCALE, A. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. **Applied Energy**, v. 88, p. 1500-1509, 2011.

BOC a member of the linde group. **Refrigerants: product data summary**. Guildford: BOC, 2020.

BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 212-219, 2010.

BRAIMAKIS, K.; PREIßINGER, M.; BRÜGGEMANN, D.; KARELLAS, S. Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical organic Rankine cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. **Energy**, v. 88, p. 80-92, 2015.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Resenha energética brasileira, exercício de 2015**. Brasília: MME, 2016.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Anuário estatístico de energia elétrica 2018, ano base 2017**. Brasília: MME, 2018.

CALM, J. M.; HOURAHAN, G. C. Refrigerant data summary. **Engineered Systems**, v. 18, n. 11, p. 74-88, 2001.

CAMBI, M.; TASCIONI, R.; CIOCCOLANTI, L.; BOCCI, E. Converting a commercial scroll compressor into an expander: experimental and analytical performance evaluation. **Energy Procedia**, v. 129, p. 363-370, 2017.

CAO, S.; XU, J.; MIAO, Z.; LIU, X.; ZHANG, M.; XIE, X.; LI, Z., ZHAO, X.; TANG, G. Steady and transient operation of an organic Rankine cycle power system. **Renewable Energy**, v. 133, p. 284-294, 2019.

CASATI, E.; VITALE, S.; PINI, M.; PERSICO, G.; COLONNA, P. Centrifugal turbines for mini-organic Rankine cycle power systems. **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, v. 136, 2014.

CHACARTEGUI, R.; BECERRA, J. A.; BLANCO, M. J.; MUNOZ-ESCALONA, J. M. A Humid air turbine-organic Rankine cycle combined cycle for distributed microgeneration. **Energy Conversion and Management**, v. 104, p. 115-126, 2015.

CHARLIER, R. H.; JUSTUS, J. R. **Ocean energies** – environmental, economic and technological aspects of alternative power sources. Amsterdã: Elsevier Science Publisher, 1993. (Elsevier Oceanography Series, 56).

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A Review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 3059-3067, 2010.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; RAHMAN, M. M.; STEFANAKOS, E. K. A Supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. **Energy**, v. 36, p. 549-555, 2011.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S.; AYARZA, J. A. C. Biomassa no Brasil e no mundo. In: **Biomassa para energia**. Campinas: Ed.Unicamp, 2008. Cap.1.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S.; GÓMEZ, E. O. Caracterização da biomassa. In: **Biomassa para energia**. Campinas: Ed.Unicamp, 2008. Cap. 2.

CURZON, F. L.; AHLBORN, B. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. **American Journal of Physics**, v.43, p. 22, 1975. DOI: <https://doi.org/10.1119/1.10023>.

DA LIU, L.; MANENTE, G.; LAZZARETTO, A. Predicting the optimum design of single stage axial expanders in ORC systems: is there a single efficiency map for different working fluids?. **Applied Energy**, v. 167, p. 44-58, 2016.

DE LA FUENTE, S. S.; ROBERGE, D.; GREIG, A. R. Safety and CO₂ emissions: implication of using organic fluids in a ship's waste heat recovery system. **Marine Policy**, v. 75, p. 191-203, 2017.

DECLAYE, S.; QUOILIN, S.; GUILLAUME, L.; LEMORT, V. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. **Energy**, v. 55, p. 173-183, 2013.

DELGADO-TORRES, A. M.; GARCÍA-RODRÍGUEZ, L. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). **Energy Conversion and Management**, v. 51, p. 2846-2856, 2010.

DESIDERI, A.; VAN DER BROECK, M.; GUSEV, S.; LECOMPTE, S.; LEMORT, V.; QUOILIN, S. Experimental study and dynamic modeling of a WHR ORC power system with screw expander. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON ORC POWER SYSTEMS, 2., Rotterdam, 2013. **Proceedings[...]** New York: ASME, 2013.

DICKES, R.; DUMONT, O.; DACCORD, R., QUOILIN, S.; LEMORT, V. Modelling of organic Rankine cycle power systems in off-design conditions: an experimentally-validated comparative study. **Energy**, v. 123, p. 710-727, 2017.

DiPIPPO, R. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. **Geothermics**, v. 33, p. 565-586, 2004.

DRESCHER, U.; BRÜGGEMANN, D. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 223-228, 2007.

EDGAR, T. F.; POWELL, K. M. Energy intensification using thermal storage. **Current Opinion in Chemical Engineering**, v. 8, p. 83-88, 2015.

ELETROBRÁS. Centrais hidrelétricas brasileiras. In: EFICIÊNCIA energética no uso de vapor. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS/PROCEL, 2005.

ExxonMobil. **2017 Outlook for energy: a view to 2040**. 2017. Disponível em:<http://cdn.exxonmobil.com/~/media/global/files/outlook-for-energy/2017/2017-outlook-for-energy.pdf>. Acesso em: 10 fev. 2020.

FAIZAL, M.; AHMED, R. Experimental studies on a closed cycle demonstration OTEC plant working on small temperature difference. **Renewable Energy**, v. 51, p. 234-240, 2013.

FIASCHI, D.; INNOCENTI, G.; MANFRIDA, G.; MARASCHIELLO, F. Design of micro radial turboexpanders for ORC power cycles: from 0D to 3D. **Applied Thermal Engineering**, v. 99, p. 402-410, 2016.

FU, B.; HSU, S.; LIU, C.; LIU, Y. Statistical analysis of patent data relating to the organic Rankine cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 39, p. 986-994, 2014.

GAIA, M. 30 years of organic Rankine cycle development. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON ORC POWER SYSTEM, 2011, Delft. **Proceedings[...]** New York: ASME, 2011.

GARG, P.; OROSZ, M. S.; KUMAR, P. Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 109, p. 841-853, 2016.

GAZET, C.; LEROUX, A.; PAILLETTE, B.; PAUCHET, A. Operational experience on ORC use for waste heat valorization in biogas power plant. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON ORC POWER SYSTEMS, 3., Brussels, 2015. **Proceedings[...]** New York: ASME, 2015.

GEORGES, E.; DECLAYE, S.; DUMONT, O.; QUOILIN, S.; LEMORT, V. Design of a small-scale organic Rankine cycle engine used in a solar power plant. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 8, p. 34-41, 2013.

GIGLIO, A.; LANZINI, A.; LEONE, P.; RODRÍGUEZ-GARCÍA, M. M.; MOYA, E. Z. Direct steam generation in parabolic-trough collectors: a review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 74, p. 453-473, 2017.

GIUFFRIDA, A. Modelling the performance of a scroll expander for small organic Rankine cycles when changing the working fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, p. 1040-1049, 2014.

GIUFFRIDA, A. Improving the semi-empirical modelling of a single-screw expander for small organic Rankine cycle. **Applied Energy**, v. 193, p. 356-368, 2016.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemistry Engineering**, v. 16, p. 359-367, 1976.

GRLJUŠIĆ, M.; MEDICA, V.; RAČIĆ, N. Thermodynamic analysis of a ship plant operating with waste heat recovery through combined heat and power production. **Energies**, v. 7, p. 7368-7394, 2014.

GUO, C.; DU, X.; YANG, L.; YANG, Y. Performance analysis of organic Rankine cycle based on location of heat transfer pinch point in evaporator. **Applied Thermal Engineering**, v. 62, p. 176-186, 2014.

HE, W.; WU, Y.; PENG, Y.; ZHANG, Y., MA, C.; MA, G. Influence of intake pressure on the performance of single screw expander working with compressed air. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, p. 662-669, 2013.

HE, W.; HAN, D.; YUE, C.; PU, W. A Combined thermal system with an air-cooled organic Rankine cycle (ORC). **Energy Procedia**, v. 61, p. 137-141, 2014.

HERRERIA, E. J. R. **Simulação de um ciclo Rankine orgânico acionado por energia solar**. 2012. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

HO, T.; MAO, S. S.; GREIF, R. Comparison of the organic flash cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation ad solar thermal energy. **Energy**, v. 42, p. 213-223, 2012a.

HO, T.; MAO, S. S.; GREIF, R. Increased power production through enhancements to the organic flash cycle (OFC). **Energy**, v. 45, p. 686-695, 2012b.

HODNEBROG, O.; DALSGREN, S.; MYHRE, G. Lifetimes, direct and indirect radiative forcing, and global warming potentials of ethane (C₂H₆), propane (C₃H₈), and butane (C₄H₁₀). **Atmospheric Science Letters**, v. 19, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1002/asl.804>.

HUNG, T. C.; SHAI, T. Y.; WANG, S. K. A Review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. **Energy**, v. 22, p. 661-667, 1997.

IMRAN, M.; USMAN, M.; PARK, B.; LEE, D. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 1090-1109, 2016.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Energy, climate change and environment: 2016 insights**. 2016. Disponível em: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/ECCE2016.pdf>. Acesso em: 15 out. 2017.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **International energy outlook**. 2017. Disponível em: [https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf). Acesso em 18 out. 2019.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key world energy statistics**. 2018. Disponível em: <https://webstore.iea.org/key-world-energy-statistics-2018>. Acesso em 18 out. 2019.

INVERNIZZI, C. M.; BONALUMI, D. Thermal stability of organic fluids for organic Rankine cycle systems. In: MARCCHI, E.; ASTOLFI, M. **Organic rankine cycle (ORC) power systems**. Sawston: Woodhead, 2017. p. 121-151. (Woodhead Publishing Series in Energy, 107).

ISLAM, M. T.; HUDA, N.; ABDULLAH, A. B.; SAIDUR, R. A Comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: current status and research trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 987-1018, 2018.

JAYADEV, T. S.; BENSON, D. K.; BOHN, M. S. **Thermoelectric Ocean Thermal Energy Conversion**. Golden: Solar Energy Research Institute, 1979.

JIMÉNEZ-ARREOLA, M.; WIELAND, C.; ROMAGNOLI, A. Direct vs indirect evaporation in organic Rankine cycle (ORC) systems: a comparison of the dynamic behavior for waste heat recovery of engine exhaust. **Applied Energy**, v. 242, p. 439-452, 2019.

JIN, Y.; GAO, N.; ZHU, T. The Study of dynamic process of ORC variable conditions based on control characteristics analysis. **Energy Procedia**, v. 129, p. 208-215, 2017.

JU, X.; XU, C.; HU, Y.; HAN, X.; WEI, G.; DU, X. A Review on the development of photovoltaic/concentrated solar power (PV-CSP) hybrid systems. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, v. 161, p. 305-327, 2017.

JUNG, H. C.; KRUMDIECK, S.; VRANJES, T. Feasability assessment of refinery waste-to-power conversion using an organic Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 396-407, 2014.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering** – process and systems. 2nd ed. Berlin: Elsevier, 2014.

KLEIN, S. A. **EES** – engineering equation solver. Middleton: FChart Software, 2012.

KOBAYASHI, H.; JITSUHARA, S.; UEHARA, H. The Present status and features of OTEC and recent aspects of thermal energy conversion technologies. In: MEETING OF THE UJNR MARINE FACILITIES PANEL, 24., Honolulu, 2004. **Proceedings[...]**. [S.l.:s.n.].

KPMG. **The Rise of electric, shared and autonomous fleets**: reimagine the future of how people and goods will move. Amstelveen: KPMG, 2019a.

KPMG. **Agri 4.0** – connectivity at our fingertips: a deep dive into the most important enabler for digital innovation on Australia's farms. Amstelveen: KPMG, 2019b.

KUMAR, V.; SHRIVASTAVA, R. L.; UNTAWALE, S. P. Fresnel lens: a promising alternative of reflectors in concentrated solar power. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 44, p. 376-390, 2015.

KUO, C.R.; HSU, S.W.; CHANG, K.H.; WANG, C.C. Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system. **Energy**, v. 26, p. 5877-5885, 2011.

KURAVI, S.; TRAHAN, J.; GOSWAMI, D. Y.; RAHMAN, M. M.; STEFANAKOS, E. K. Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 39, p. 285-319, 2013.

LA SETA, A.; MERONI, A.; ANDREASEN, J. G.; PIEROBON, L.; PERSICO, G.; HAGLIND, F. Combined turbine and cycle optimization for organic Rankine cycle power systems – part b: application on a case study. **Energies**, v. 9, n. 6, 2016. DOI: <https://doi.org/10.3390/en9060393>.

LARSEN, U.; PIEROBON, L.; HAGLIND, F.; GABRIELI, C. Design and optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery in marine applications using principles of natural selection. **Energy**, v. 55, p. 803-812, 2013.

LECOMPTE, S.; HUISSEUNE, H.; VAN DEN BROEK, M.; VANSLAMBROUCK, B.; DE PAEPE, M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 448-461, 2015.

LEI, B.; WANG, W.; WU, T.; MA, C.; WANG, J.; ZHANG, L.; LI, C.; ZHAO, Y.; ZHI, R. Development and experimental study on a single stage screw expander integrated into an organic Rankine cycle. **Energy**, v. 116, p. 43-52, 2016.

LEMORT, V.; QUOILIN, S.; CUEVAS, C.; LEBRUN, J. Testing and modelling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 3094-3102, 2009.

LI, G. Organic Rankine cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part II: economic assessment aspects. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 64, p. 490-505, 2016.

LI, Y.; REN, X. Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p. 547-554, 2016.

LIU, B. T.; CHIEN, K. H.; WANG, C. C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**, v. 29, p. 1207-1217, 2004.

LIU, L.; ZHU, T.; WANG, T.; GAO, N. Experimental investigation on the effect of working fluid charge in a small-scale organic Rankine cycle under off-design conditions. **Energy**, v. 174, p. 664-677, 2019.

LIU, Q.; SHEN, A.; DUAN, Y. Parametric optimization and performance analysis of geothermal organic Rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids. **Applied Energy**, v. 148, p. 410-420, 2015.

LORA, E. E. S.; ARRIETA, F. R. P.; BESSA, F. C.; ARADAS, M. E. C. Caldeiras de vapor convencionais e de recuperação. In: LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica** – planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. Cap. 4, p. 171-247.

LORA, E. E. S.; ZAMPIERI, M. Características construtivas e avaliação de caldeiras para biomassa. In: LORA, E. E. S.; GÓMEZ, E. O.; CORTEZ, L. A. B. **Biomassa para energia**. Campinas: Ed.Unicamp, 2008. Cap.8.

LUKAWSKI, M. **Design and optimization of standardized organic Rankine cycle power plant for European conditions**. 2009. Thesis (Master's) – School for renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri, Akureyri, 2009.

MACCHI, E.; ASTOLFI, M. **Organic Rankine cycle (ORC) power systems**. Sawston: Woodhead, 2017. (Woodhead Publishing Series in Energy, 107).

MAGO, P. J.; CHAMRA, L. M.; SRINIVASAN, K.; SOMAYAJI, C. An Examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 998-1007, 2008.

MAKSIUTA, D.; MOROZ, L.; BURLAKA, M.; GOVORUSCHENKO, Y. Study on applicability of radial-outflow turbine type for 3 MW WHR organic Rankine cycle. **Energy Procedia**, v. 129, p. 293-300, 2017.

- MANENTE, G.; LAZZARETTO, A.; BONAMICO, E. Design guidelines for the choice between single and dual pressure layouts in organic rankine cycles (ORC) systems. **Energy**, v. 123, p. 413-431, 2017.
- MANFRIDA, G.; PACINI, L.; TALLURI, L. A Revised tesla turbine concept for ORC applications. **Energy Procedia**, v. 129, p. 1055-1062, 2017.
- MARAVER, D.; ROYO, J.; LEMORT, V.; QUOILIN, S. Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. **Applied Energy**, v. 117, p. 11-29, 2014.
- MARCUCCILLI, F.; ZOUAGHI, S. Radial inflow turbines for Kalina and organic Rankine cycles. In: EUROPEAN GEOTHERMAL CONGRESS, Unterhaching. **Proceedings [...]**. [S.l.:s.n.].
- MARQUES, M. W. F. P. **Potential of application in the Portuguese manufacturing industry**. 2014. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, 2014.
- MARTINS, G. L. **Desempenho de expansor axial de estágio único e admissão parcial aplicado a ciclo de rankine orgânico para recuperação de calor**. 2015. Tese (Doutorado) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.
- MASCUCH, J.; NOVOTNY, V.; VODICKA, V.; SPALE, J.; ZELENY, Z. Experimental development of a kilowatt-scale biomass fired micro-CHP unit based on ORC with rotary vane expander. **Renewable Energy**, v. 147, p. 2882-2895, 2018.
- McMAHAN, A. C. **Design & optimization of organic rankine cycle solar-thermal powerplants**. 2006. Thesis (M.s.C.) - University of Wisconsin-Madison, Wisconsin, 2006.
- MINES, G. Binary geothermal energy conversion systems: basic rankine, dual-pressure, and dual-fluid cycles. In: DIPIPPA, R. (Ed.). **Geothermal power generation: developments and innovation**. Amsterdam: Elsevier, 2016. (Woodhead Publishing Series in Energy, 97).
- MODI, A.; HAGLIND, F. A Review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. **Energy Conversion and Management**, v. 138, p. 603-626, 2017.
- MONDEJAR, M. E.; ANDREASEN, J. G.; PIEROBON, L.; LARSEN, U.; THERN, M.; HAGLIND, F. A Review of the use of organic rankine cycle power systems for marine applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 126-151, 2018.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5th ed. New York: John Wiley, 2006.
- MOREIRA, L. F.; ARRIETA, F. R. P. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 114, Oct. 2019. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109315>.

MOUNIER, V.; OLMEDO, L. E.; SCHIFFMANN, J. Small scale radial inflow turbine performance and pre-design maps for organic Rankine cycles. **Energy**, v. 143, p. 1072-1084, 2018.

MUJIC, E.; KOVACEVIC, A.; STOSIC, N.; SMITH, I. Advanced design environment for screw machines. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 2010. Paper 1971.

MURPHY, L. M.; MAY, E. K. Steam generation in line-focus solar collectors: a comparative assessment of thermal performance, operating stability, and cost issues. 1982. (SERI/TR-632-1311). DOI: 10.2172/5247106.

NELSON, H. C.; KHARBANDA, O. P.; JANDA, W. A.; BLACK, J. H. Capital investment and cost estimation. In: JELEN, F. C.; HUMPHREYS, K. K. **Cost and optimization engineering**. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1983.

NEMATI, A.; NAMI, H.; RANJBAR, F.; YARI, M. A Comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: a case study for CGAM cogeneration system. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 9, p. 1-13, 2017.

NIELSEN, R. F.; HAGLIND, F.; LARSEN, U. Design and modeling of an advanced marine system including waste heat recovery and removal of sulphur oxides. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 687-693, 2014.

NITHESH, K. G.; CHATTERJEE, D.; OH, C.; LEE, Y. Design and performance analysis of radial-inflow turboexpander for OTEC application. **Renewable Energy**, v. 85, p. 834-843, 2016.

OHJI, A.; HARAGUCHI, M. Steam turbine cycles and cycle design optimization: the Rankine cycle, thermal power cycles, and IGCC power plants. In: TANUMA, T. **Advances in steam turbines for modern power plants**. Amsterdam: Elsevier, 2017. (Woodhead Publishing Energy Series).

OUDKERK, J. F.; DICKES, R.; DUMONT, O.; LEMORT, V. Experimental performance of a piston expander in a small-scale organic Rankine cycle. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 90, n. 1, 2015. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757.899X/90/1/012066>.

OVEREND, R. P. Heat, power and combined heat and power. In: SIMS, R. E. H. (Ed.). **Bioenergy options for a clean environment**. Amsterdam: Elsevier, 2003. p. 63-102.

OYEKALE, J.; HEBERLE, F.; PETROLLESE, M., BRÜGGERMANN, D.; CAU, G. Biomass retrofit for existing solar organic Rankine cycle power plants: conceptual hybridization strategy and techno-economic assessment. **Energy Conversion and Management**, v. 196, p. 831-845, 2019.

PANESAR, A. S. An Innovative organic Rankine cycle approach for high temperature applications. **Energy**, v. 115, p. 1436-1450, 2016.

- PANTALEO, A. M.; CAMPOREALE, M.; MILIOZZI, A.; RUSSO, V.; SHAH, N.; MARKIDES, C. N. Novel hybrid CSP-biomass CHP for flexible generation: thermo-economic analysis and profitability assessment. **Applied Energy**, v. 204, p. 994-1006, 2017.
- PAULSON, C. A.; PEGAU, W. S. Penetrating shortwave radiation. In: STEELE, J. H.; THORPE, S. A.; TUREKIAN, K. K. (Ed.). **Encyclopedia of Ocean Sciences**. 2nd ed. Boston: Academic, 2011.
- PELAY, U.; LUO, L.; FAN, Y.; STITOU, D.; ROOD, M. Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 79, p. 82-100, 2017.
- PELC, R.; FUJITA, R. M. Renewable energy from the ocean. **Marine Policy**, v. 26, p. 471-479, 2002.
- PETROLLESE, M.; COCCO, D.; CAU, G. Small-scale plant coupled with an ORC system for providing dispatchable power: the Ottana solar facility. **Energy Procedia**, v. 129, p. 708-715, 2017.
- PIEROBON, L.; BENATO, A.; SCOLARI, E.; HAGLIND, F.; STOPPATO, A. Waste heat recovery technologies for offshore platforms. **Applied Energy**, v. 136, p. 228-241, 2014.
- PIRES, J. M. A. **Modelação de ciclos orgânicos de Rankine utilizando o calor do escape de veículos em condições reais de circulação**. 2014. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia da Universidade do Minho, Portugal, 2014.
- POWELL, K. M.; RASHID, K.; ELLINGWOOD, K.; TUTTLE, J.; IVERSON, B. D. Hybrid concentrated solar thermal power systems: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, p. 215-237, 2017.
- QIU, G. Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC. **Renewable Energy**, v. 48, p. 565-570, 2012.
- QUERO, M.; KORZYNIETZ, R.; EBERT, M.; JIMÉNEZ, A. A.; DEL RÍO, A.; BRIOSO, J. A. Solugas – operation experience of the first solar hybrid gas turbine system at MW scale. **Energy Procedia**, v. 49, p. 1820-1830, 2014.
- QUOILIN, S. **Experimental study and modeling of a low temperature rankyne cycle for small scale cogeneration**. 2007. Thesis (BSc.) - University of Liège, Liège, 2007.
- QUOILIN, S. **Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications**. 2011. Thesis (PhD.) - University de Liège, Liège, 2011.
- QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; TCHANICHE, B.; LEMORT, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 2885-2893, 2011a.

QUOILIN, S.; AUMANN, R.; GRILL, A.; SCHUSTER, A.; LEMORT, V.; SPLIETHOFF, H. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles. **Applied Energy**, v. 88, p. 2183-2190, 2011b.

QUOILIN, S.; VAN DEN BROEK, M.; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168-186, 2013.

RAHBAR, K.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. K.; MOAZAMI, N.; MIRHADIZADEH, S. A. Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. **Energy Conversion and Management**, v. 134, p. 135-155, 2017.

RAJAGOPALAN, K.; NIHOUS, G. C. Estimates of global ocean thermal energy conversion (OTEC) resources using an ocean general circulation model. **Renewable Energy**, v. 50, p. 532-540, 2013.

RAMIREZ, M.; EPELDE, M.; GOMEZ DE ARTRECHE, M.; PANIZZA, A.; HAMMERSCHIMID, A.; BARESE, M.; MONTI, N. Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mill. **Energy Procedia**, v. 129, p. 535-542, 2017.

READ, M.; STOSIC, N.; SMITH, I. K. Optimization for screw expanders for power recovery from low-grade heat sources. **Energy Technology & Policy**, v. 1, n. 1, p. 131-142, 2014.

REDDY, V. S.; KAUSHIK, S. C.; RANJAN, K. R.; TYAGI, S. K. State-of-art of solar thermal power plants – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 27, p. 258-273, 2013.

REIN, P. **Engenharia do açúcar de cana**. [S.l.]: Bartens, 2013.

RODRÍGUEZ, C. E. C. **Análise paramétrica das opções tecnológicas para a geração de eletricidade a partir de fontes geotérmicas melhoradas de baixa temperatura**. 2014. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014.

SARKAR, J.; BHATTACHAYYA, S. Potential of organic Rankine cycle technology in India: working fluid selection and feasibility study. **Energy**, v. 90, p. 1618-1625, 2015.

SARKIS, R. B.; ZARE, V. Proposal and analysis of two novel integrated configurations for hybrid solar-biomass power generation systems: thermodynamic and economic evaluation. **Energy Conversion and Management**, v. 160, p. 411-425, 2018.

SAURET, E.; ROWLANDS, A. Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. **Energy**, v. 36, p. 4460-4467, 2011.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; KAKARAS, E.; SPLIETHOFF, H. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1809-1817, 2009.

SCHUSTER, A.; KARELLAS, S.; AUMANN, R. Efficiency optimization potential in supercritical organic Rankine cycles. **Energy**, v. 35, p. 1033-1039, 2010.

SHAH, M. M. A General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 22, p. 547-566, 1979.

SINGH, D.; PEDERSEN, E. A Review of waste heat recovery technologies for maritime applications. **Energy Conversion and Management**, v. 111, p. 315-328, 2016.

SMITH, I. K.; STOSIC, N.; KOVACEVIC, A. **Power recovery from low-grade heat by means of screw expanders**. Amsterdam: Woodhead, 2014. (Woodhead Publishing in Mechanical Engineering).

SONG, Y.; SUN, X.; HUANG, D. Preliminary design and performance analysis of a centrifugal turbine for organic Rankine cycle (ORC) applications. **Energy**, v. 140, p. 1239-1251, 2017.

SOTO, R.; VERGARA, J. Thermal power plant efficiency enhancement with ocean thermal energy conversion. **Applied Thermal Engineering**, v. 62, p. 105-112, 2014.

SOTOMONTE, C. A. R. **Otimização multiobjetivo para a seleção de fluidos de trabalho e parâmetros de projeto no ciclo Rankine orgânico**. 2015. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

SPROUSE III, C.; DEPCIK, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, p. 711-722, 2013.

SUNG, T.; KIM, K. C. An Organic Rankine cycle for two different heat sources: steam and hot water. **Energy Procedia**, v.129, p. 883-890, 2017.

TALLURI, L.; LOMBARDI, G. Simulation and design tool for ORC axial turbine stage. **Energy Procedia**, v. 129, p. 277-284, 2017.

TALLURI, L.; FIASCHI, D.; NERI, G.; CIAPPI, L. Design and optimization of a Tesla turbine for ORC application. **Applied Energy**, v. 226, p. 300-319, 2018.

TARTIÈRE, T.; ASTOLFI, M. A World overview of the organic Rankine cycle market. **Energy Procedia**, v. 129, p. 2-7, 2017.

TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G. R.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – a review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 3963-3979, 2011.

TIBIRIÇÁ, C. B.; ROCHA, D. M.; SUETH JR., I. L. S.; BOCHIO, G.; SHIMIZU, G. K. K.; BARBOSA, M. C.; FERREIRA, S. S. A Complete set of simple and optimized correlations for microchannel flow boiling and two-phase flow applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 774-795, 2017.

TONG, Z.; CHENG, Z.; TONG, S. Preliminary design of multistage radial turbines based on rotor loss characteristics under variable operating conditions. **Energies**, v. 12, n. 13, July 2019. DOI: 10.3390/en12132550.

TWOMEY, B.; JACOBS, P. A.; GURGENCI, H. Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic rankine cycle using a scroll-expander. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, p. 1307-1316, 2013.

UEHARA, H.; MIYARA, A.; NAKAOKA, T. Performance analysis of an OTEC plant using an integrated hybrid cycle. In: PACIFIC/ASIA OFFSHORE MECHANICS SYMPOSIUM, 1990, Seul. **Proceedings [...]**. [S.l.:s.n.].

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. **Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer**. Nairobi: Ozone Secretariat, 2018.

USMAN, M.; IMRAN, M.; YANG, Y.; PARK, B. Impact of organic Rankine cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects. **Energy Conversion and Management**, v. 112, p. 382-394, 2016.

VÉLEZ, F.; SEGOVIA, J. J.; MARTÍN, M. C.; ANTOLÍN, G.; CHEJNE, F.; QUIJANO, A. A Technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat to power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 4175-4189, 2012.

VIKLUND, S. B.; JOHANSSON, M. T. Technologies for utilization of industrial excess heat: potentials for energy recovery and CO₂ emission reduction. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 369-379, 2014.

VIMERCATI, D.; GORI, G.; SPINELLI, A.; GUARDONE, A. Non-ideal effects on the typical trailing edge shock pattern of ORC turbine blades. **Energy Procedia**, v. 129, p. 1109-1116, 2017.

VOLLMANN, W. T. **No immediate danger**: volume one of carbon ideologies. [S.l.]: Viking, 2018. (Carbon Ideologies, 1).

WANG, G.; YANG, Y.; WANG, S.; ZHANG, H.; WANG, Y. Efficiency analysis and experimental validation of the ocean thermal energy conversion with phase change material for underwater vehicle. **Applied Energy**, v. 248, p. 475-488, 2019.

WANG, H.; XU, J.; YANG, X.; MIAO, Z.; YU, C. Organic Rankine cycle saves energy and reduces gas emissions for cement production. **Energy**, v. 86, p. 59-73, 2015.

WANG, Y.; ZHAO, J.; CHEN, G.; DENG, S.; AN, Q.; LUO, C.; ALVI, J. A New understanding on thermal efficiency of organic Rankine cycle: cycle separation based on working fluids properties. **Energy Conversion and Management**, v. 157, p. 169-175, 2018a.

WANG, M.; JING, R.; ZHANG, H.; MENG, C.; LI, N.; ZHAO, Y. An Innovative organic Rankine cycle (ORC) based ocean thermal energy conversion (OTEC) system with performance simulation and multi-objective optimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 145, p. 743-754, 2018b.

WARK JR., K. **Advanced thermodynamics for engineers**. New York: McGraw-Hill College, 1994.

WEIß, A. Volumetric expander versus turbine – which is the better choice for small ORC plants?. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON ORC POWER SYSTEMS, 3., 2015, Bruxelles. **Proceedings [...]**. [S.l.:s.n.].

WHITE, F. M. **Fluid mechanics**. 7th ed. New York: McGraw Hill, 2011.

WHITE, M. **The Design and analysis of radial inflow turbines implemented within low temperatures organic Rankine cycle**. 2015. Thesis (PhD.) - University London, London, 2015.

WU, Z.; PAN, D.; GAO, N.; ZHU, T.; XIE, F. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 529-537, 2015.

XU, J.; LIU, C. Effect of the critical temperature of organic fluids on supercritical pressure organic Rankine cycles. **Energy**, v. 63, p. 109-122, 2013.

XU, R.; HE, Y. A Vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 1238-1243, 2011.

YAMADA, N.; HOSHI, A.; IKEGAMI, Y. Performance simulation of solar-boosted ocean thermal energy conversion plant. **Renewable Energy**, v. 34, p. 1752-1758, 2009.

YAN, Z.; ZHAO, P.; WANG, J.; DAI, Y. Thermodynamic analysis of an SOFC-GT-ORC integrated power system with liquefied natural gas as heat sink. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, p. 3352-3363, 2013.

YANG, X.; XU, J.; MIAO, Z.; ZOU, J.; YU, C. Operation of an organic Rankine cycle dependent on pumping flow rates and expander torques. **Energy**, v. 90, p. 864-878, 2015.

ZELENY, Z.; VODICKA, V.; NOVOTNY, V.; MASCUCH, J. Gear pump for low power output ORC – an efficiency analysis. **Energy Procedia**, v. 129, p. 1002-1009, 2017.

ZEYNALI, A.; AKBARI, A.; KHALILIAN, M. Investigation of the performance of modified organic Rankine cycles (ORCs) and modified trilateral flash cycles (TFCs) assisted by a solar pond. **Solar Energy**, v. 182, p. 361-381, 2019.

ZHAI, H.; AN, Q.; SHI, L.; LEMORT, V.; QUOILIN, S. Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 64, p. 790-805, 2016.

ZHANG, J.; ZHANG, W.; HOU, G.; FANG, F. Dynamic modeling and multivariable control of organic Rankine cycles in waste heat utilizing processes. **Computers and Mathematics with Applications**, v. 64, p. 908-921, 2012.

ZHANG, W.; LI, Y.; WU, X.; GUO, S. Review of the applied mechanical problems in ocean thermal energy conversion. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 93, p. 231-244, 2018.

ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. A Review of research on the Kalina cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 5309-5318, 2012.

ZHANG, Y.; DENG, S.; ZHAO, L.; LIN, S.; BAI, M.; WANG, W.; ZHAO, D. Dynamic test and verification of model-guided ORC system. **Energy Conversion and Management**, v. 186, p. 349-367, 2019.

ZHENG, N.; ZHAO, L.; WANG, X. D.; TAN, Y. T. Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature organic Rankine cycle. **Applied Energy**, v. 112, p. 1265-1274, 2013.

ZHENG, Y.; HU, D.; CAO, Y.; DAI, Y. Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine cycle radial-inflow turbine based on mathematic method and CFD method. **Applied Thermal Engineering**, v. 112, p. 25-37, 2017.

ZHOU, C. Hybridisation of solar and geothermal energy in both subcritical and supercritical organic Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 81, p. 72-82, 2014.

ZIVIANI, D.; BEYENE, A.; VENTURINI, M. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery. **Applied Energy**, v. 121, p. 79-95, 2014.

ZOURELLIS, A.; PERERS, B.; DONNEBORG, J.; MATORICZ, J. Optimizing efficiency of biomass-fired organic Rankine cycle with concentrated solar power in Denmark. **Energy Procedia**, v. 149, p. 420-426, 2018.

APÊNDICES

A1) Pressões de saturação de fluidos selecionados

A2) Temperaturas de saturação à pressão atmosférica local (92 kPa)

A3) Equação para o Ciclo Brayton reversível

Apêndice A1 - Pressões de saturação de fluidos selecionados

Tabela A.0.1 – Pressões de saturação de vários fluidos, de acordo com a temperatura de saturação.

Temperatura Fluido [°C]	Pressão de saturação [kPa]								
	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Água	2,34	3,17	4,25	5,63	7,38	9,59	12,34	15,75	19,93
Amônia	857,8	1003	1167	1351	1555	1782	2033	2310	2614
Etanol	5,86	7,87	10,46	13,75	17,89	23,07	29,48	37,35	46,93
Propano	836,6	952,2	1079	1218	1369	1534	1713	1907	2117
Isobutano	302	350,4	404,5	464,5	530,9	604	684,4	772,4	868,4
N-butano	208	243,7	283,9	329	379,2	435	496,6	564,6	639,3
Isopentano	76,59	91,69	109	128,8	151,3	176,7	205,2	237,1	272,7
N-pentano	57,08	68,92	82,62	98,35	116,3	136,7	159,8	185,7	214,8
N-hexano	16,28	20,26	25	30,59	37,14	44,77	53,6	63,75	75,38
Ciclohexano	10,35	13,02	16,24	20,08	24,63	29,98	36,24	43,5	51,89
N-heptano	4,721	6,09	7,78	9,83	12,32	15,31	18,88	23,09	28,04
N-octano	1,377	1,843	2,437	3,186	4,12	5,274	6,688	8,40	10,47
N-nonano	0,423	0,584	0,797	1,073	1,427	1,878	2,443	3,147	4,015
N-decano	0,13	0,18	0,26	0,36	0,49	0,66	0,88	1,17	1,53
N-dodecano	0,012	0,018	0,027	0,04	0,058	0,083	0,118	0,164	0,227
Benzeno	10,03	12,69	15,92	19,79	24,39	29,83	36,21	43,64	52,25
Tolueno	2,911	3,794	4,893	6,249	7,907	9,916	12,33	15,22	18,63
R11	88,35	105,6	125,3	147,9	173,4	202,2	234,6	270,7	311
R22	910,3	1044	1192	1355	1534	1730	1943	2176	2428
R113	36,5	44,64	54,17	65,26	78,08	92,81	109,6	128,8	150,4
R123	75,71	91,48	109,7	130,7	154,7	181,9	212,7	247,4	286,3
R1234yf	591,8	682,6	783,4	894,9	1018	1153	1301	1464	1641
R1234ze	429,1	500,1	579,7	668,5	767,3	876,7	997,4	1130	1276
R134a	572,1	665,8	770,6	887,5	1017	1161	1319	1492	1683
R141b	64,93	78,47	94,16	112,2	132,9	156,4	182,9	212,9	246,4
R152a	513,6	597,2	690,7	794,8	910,3	1038	1179	1333	1502
R227ea	387,6	453	526,5	608,7	700,3	802	914,5	1039	1175
R236fa	229,6	272,3	320,9	375,7	437,5	506,6	583,7	669,3	764,2
R245fa	122,4	147,8	177,2	211	249,6	293,5	343,2	399,2	461,9

Fonte: o autor.

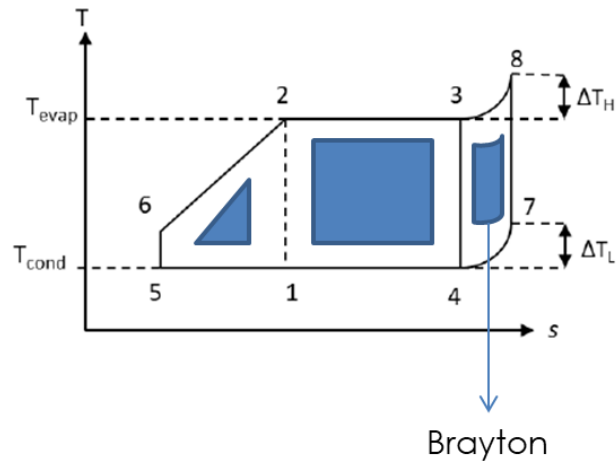
Apêndice A2 - Temperaturas de saturação à pressão atmosférica da cidade de São Carlos – SP (92 kPa)

Tabela A.0.2 – Temperaturas de saturação referentes à pressão atmosférica da cidade de São Carlos – SP (92 kPa), de acordo com o fluido.

Fluido	T@92 kPa [°C]
Água	97,32
Amônia	-35,23
Etanol	75,85
Propano	-44,26
Isobutano	-14,11
N-butano	3,03
Isopentano	25,1
N-pentano	33,06
N-hexano	66,19
Ciclohexano	77,57
N-heptano	95,13
N-octano	122
N-nonano	147,4
N-decano	170,5
N-dodecano	212,3
Benzeno	76,96
Tolueno	107
R11	21,12
R22	-42,85
R113	44,74
R123	25,15
R1234yf	-31,7
R1234ze	-21,47
R134a	-28,18
R141b	29,35
R152a	-26,21
R227ea	18,46
R236fa	-3,73
R245fa	12,8

Fonte: o autor.

Apêndice A3 - Equação para o Ciclo Brayton reversível



Considerando o “ciclo Brayton” representado pelo polígono 4-3-8-7-4 e calor específico c_p constante e uniforme nas condições de pressões e temperaturas de operação:

$$\eta_{th,BC,s} = \frac{(i_8 - i_7) - (i_3 - i_4)}{i_8 - i_3} \approx \frac{c_p \cdot (T_8 - T_7) - c_p \cdot (T_3 - T_4)}{c_p \cdot (T_8 - T_3)}$$

$$\eta_{th,BC,s} = \frac{(T_8 - T_7) - (T_3 - T_4)}{(T_8 - T_3)} = 1 - \frac{T_7 - T_4}{T_8 - T_3}$$

$$\eta_{th,BC,s} = 1 - \frac{T_7 \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_7}\right)}{T_8 \cdot \left(1 - \frac{T_3}{T_8}\right)}$$

Considerando os processos isoentrópicos,

$$T_3 = T_4 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

$$T_7 = T_8 \cdot \left(\frac{P_7}{P_8}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = T_8 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

$$\therefore \frac{T_4}{T_7} = \frac{T_3}{T_8} \rightarrow \left(1 - T_4/T_7\right) = \left(1 - T_3/T_8\right)$$

$$\eta_{th,BC,s} = 1 - \frac{T_7 \cdot \left(1 - T_4/T_7\right)}{T_8 \cdot \left(1 - T_3/T_8\right)} = 1 - \frac{T_7}{T_8}$$

$$\eta_{th,BC,s} = 1 - \frac{T_7}{T_8} = 1 - \frac{T_4 + \Delta T_L}{T_3 + \Delta T_H}$$

Sendo $\Delta T_L \approx \Delta T_H$,

$$\eta_{th,BC,s} = 1 - \frac{T_{cond} + \Delta T_L}{T_{evap} + \Delta T_H}$$