

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA-CAMPUS ARARANGUÁ

BRUNA DE NONI

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

ARARANGUÁ

2016

BRUNA DE NONI


TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA

Trabalho de conclusão de curso na modalidade de artigo científico para a aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Araranguá

Aprovado em: 03 / 12 / 2016



Prof. Dr. Alexandre Kupka da Silva (Orientador)



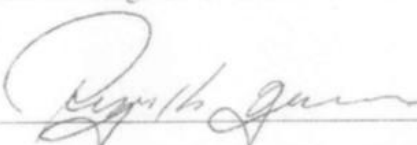
Prof. Dr. Samuel Luna de Abreu (Coorientador)



Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese (Examinador)



Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira (Examinador)



Prof. Dr. Reginaldo Geremias (Supervisor)

MODELAGEM E AVALIAÇÃO DO CICLO TRANSCRÍTICO DE BOMBA DE CALOR UTILIZANDO DIÓXIDO DE CARBONO COMO FLUIDO DE TRABALHO

Bruna de Noni*

RESUMO

O setor de refrigeração tem o desafio de se adaptar às novas exigências relativas aos impactos ambientais dos fluidos de trabalho. O dióxido de carbono é uma opção adequada nesse sentido pelo baixo potencial estufa e potencial nulo de destruição da camada de ozônio. O presente trabalho teve como objetivo a construção e simulação matemática de um modelo global de bomba de calor em ciclo transcrito, utilizando o dióxido de carbono como fluido refrigerante. O sistema tem a finalidade de aquecer água e conta com um coletor solar plano como evaporador. O modelo de regime permanente foi feito considerando a variação da irradiância, da temperatura ambiente e da temperatura de entrada da água no trocador de calor resfriador. Os resultados mostram a grande dependência do sistema da temperatura da água. Discussões são levantadas sobre o dimensionamento do evaporador.

Palavras-chave: Dióxido de carbono. Ciclo transcrito. Bomba de calor.

1 INTRODUÇÃO

A crescente preocupação com os impactos ambientais causados pela atividade humana tem levado à reconsideração da aplicação de certos materiais e processos. Na área de refrigeração, a utilização de determinados fluidos vem sendo restrita desde a descoberta do efeito destrutivo dos clorofluorcarbonos (CFCs) na camada de ozônio, na década de 70, e da relação entre o aquecimento global e o aumento da concentração de gases estufa na atmosfera, na década de 90. Acordos internacionais e legislações passaram a demandar a substituição desses refrigerantes por outros, de baixos potenciais de destruição da camada de ozônio, menor impacto sobre o agravamento do efeito estufa e vida média curta na atmosfera (CALM, 2008; EUROPEAN COMMISSION, 2007; IPCC, 1990).

*Graduanda do Curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá. Rodovia Governador Jorge Lacerda, 3201, Jardim das Avenidas Araranguá, Santa Catarina, Brasil, CEP 88900-000. Email: bdenoni@gmail.com

Dentre os fluidos investigados em pesquisas recentes, é possível citar os refrigerantes “naturais”, principalmente amônia, propano e dióxido de carbono, e as hidrofluorolefinas (HFOs), como os isômeros do R1234 e R1225 (MCLINDEN, 2014). Os primeiros são testados em uma grande variedade de aplicações, enquanto os últimos destacam-se pelo potencial de substituição do R134a em sistemas de refrigeração (JANKOVIĆ, ATIENZA e SUÁREZ, 2015; ZILIO et al., 2011).

O dióxido de carbono (CO₂ ou R744) é particularmente visto como uma alternativa promissora. O CO₂ tem propriedades compatíveis com aplicações na engenharia, como não ser tóxico ou inflamável e ser de baixo custo, ter alta capacidade volumétrica, boas propriedades de transferência de calor, compatibilidade com lubrificantes comuns e não necessitar ser reciclado (LORENTZEN, 1995). O fluido já foi avaliado em diversas variações dos ciclos de refrigeração e bomba de calor, sendo que a aplicação mais compatível é no aquecimento de água. Bombas de calor a CO₂ residenciais para essa finalidade são comerciais no Japão desde 2001 (ZHANG, QIN e WANG, 2015).

Ao mesmo tempo, sabe-se que o consumo de energia elétrica para aquecimento de água no Brasil corresponde a aproximadamente 20% da demanda do setor residencial. O chuveiro elétrico, presente em cerca de 73% dos domicílios brasileiros, é o principal equipamento utilizado para essa finalidade. Associado aos hábitos da população, o uso do chuveiro elétrico agrava o consumo no horário de ponta, o que por sua vez requer medidas onerosas por parte do setor elétrico (BRASIL, 2012). Alternativas mais econômicas e eficientes fazem-se importantes nesse contexto.

Assim, o presente trabalho visou avaliar a operação de uma bomba de calor de pequeno porte para aquecimento de água que utiliza o dióxido de carbono como fluido de trabalho. A análise foi feita por meio de modelo computacional utilizando o *software Engineering Equation Solver* (EES) e sua biblioteca própria de propriedades termodinâmicas. Os resultados foram comparados com as tendências verificadas na literatura.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Histórico e contextualização

O dióxido de carbono esteve entre os primeiros fluidos utilizados para fins de refrigeração. No fim do século 19, sua aplicação principal era a bordo de navios, em razão dos sistemas por compressão serem compactos e seguros. O baixo desenvolvimento tecnológico da época e a inexistência de pesquisas dificultou a propagação do uso do CO₂ em outras aplicações. As restrições estavam relacionadas às elevadas pressões de trabalho do ciclo a CO₂ e à baixa eficiência do ciclo subcrítico em função da temperatura de rejeição de calor (PEARSON, 2005).

A Figura 1 resume o histórico do uso de refrigerantes. Após a chamada primeira geração de refrigerantes, da qual o dióxido de carbono fez parte, passou-se a fazer a seleção de fluidos baseada na estabilidade, baixa toxicidade e não inflamabilidade. Substâncias fluoradas, como os CFCs, foram introduzidas. Décadas mais tarde, com a descoberta das causas da destruição da camada de ozônio e assinatura do protocolo de Montreal, houve a gradual diminuição do uso dos CFCs (CALM, 2008; EUROPEAN COMMISSION, 2007).

Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) e hidrofluorcarbonos (HFCs) foram as alternativas encontradas para a substituição dos CFCs a curto e longo prazos, respectivamente. Essas substâncias preservam muitas características da geração anterior, sendo estáveis e proporcionando uma operação segura. Seus potenciais de destruição da camada de ozônio, dados pelo índice relativo *Ozone Depletion Potential* (ODP), são consideravelmente menores (SARBU, 2014).

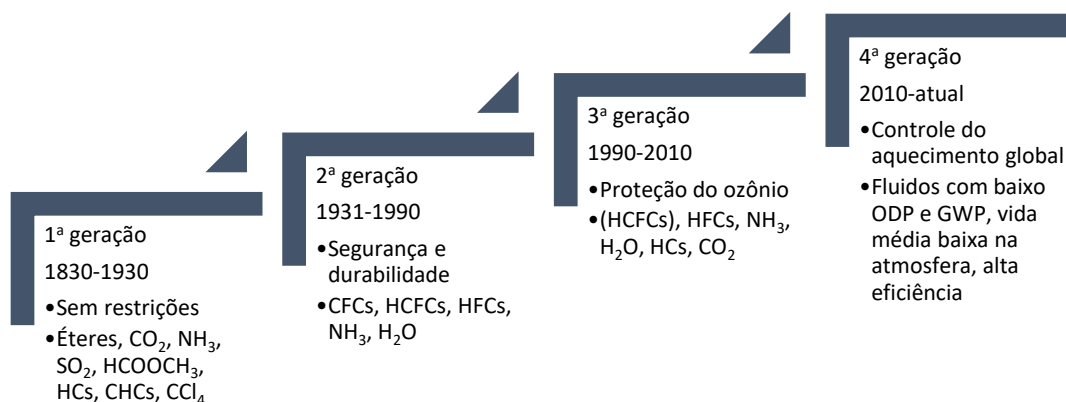


Figura 1 – Gerações de refrigerantes e respectivos critérios de escolha e exemplos (Fonte: Adaptado de CALM, 2008)

A quarta geração surgiu após a conclusão de que o agravamento do efeito estufa tem origem antropogênica. Os fluidos refrigerantes contribuem de forma direta nesse sentido ao serem liberados na atmosfera após vazamentos e, indiretamente, durante sua síntese e fabricação de seus sistemas. O parâmetro que quantifica o potencial de aquecimento global de uma substância, ou a capacidade dessa de absorver a energia radiante, é o GWP (*Global Warming Potential*). A Tabela 1 apresenta os valores de GWP e ODP de alguns fluidos da segunda e terceira gerações de refrigerantes.

Tabela 1 – Parâmetros de refrigerantes das 2ª e 3ª gerações

Grupo	Refrigerante	ODP	GWP
CFC	R11	1	4000
	R12	1	10600
HCFC	R21	0,05	-
	R22	0,005	1900
HFC	R23	0	14800
	R32	0	580
	R134a	0,28	1600
Misturas	R404A	0	3750
	R410A	0,5	1890
	R407C	0	1610

Fonte: Adaptado de SARBU e BANCEA, 2009.

Com o protocolo de Kyoto (1997), deu-se início à proposta de estabilizar a emissão de gases estufa. Alguns países desenvolvidos passaram a adotar legislações próprias para o uso de refrigerantes baseadas nas diretrizes do acordo internacional. A União Europeia, por exemplo, determinou o fim do uso de refrigerantes de GWP maior que 150 em ar condicionados automotivos até 2017 e restringiu o comércio de HFCs. Países como Austrália e Noruega aplicam impostos na comercialização dos refrigerantes proporcionais aos GWPs dos fluidos (EUROPEAN COMMISSION, 2016; MCLINDEN et al., 2014; UNFCCC, 2011).

A preocupação com questões ambientais, portanto, levou à reconsideração do uso do CO₂ como fluido de trabalho. Desde essa redescoberta, os ciclos de refrigeração e de bombas de calor têm sido estudados para diversas finalidades. Na maioria delas, a operação na região subcrítica não é viável pela baixa temperatura crítica do CO₂. O ciclo transcrito é, portanto, mais comum em simulações e análises experimentais (NEKSA, 2002).

2.2 Características do CO₂ como refrigerante

O dióxido de carbono é um composto natural presente na atmosfera na forma gasosa em uma proporção de aproximadamente 0,03%. Dentre suas características gerais, ressalta-se o baixo potencial como gás estufa comparado com os demais refrigerantes (GWP=1), e a segurança em sua aplicação, visto que é classificado pela *American Society Of Heating, Refrigerating And Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)* como não inflamável e pouco tóxico (grupo A1) (ASHRAE, 2000). Outros fatores que fazem do CO₂ uma opção competitiva são a disponibilidade, o baixo custo e a compatibilidade com lubrificantes comuns (LORENTZEN, 1994).

As propriedades termodinâmicas favoráveis do dióxido de carbono encontram-se precisamente nas proximidades do ponto crítico, que corresponde a 31,1^oC e 7,38 MPa. Nessa região, sua massa específica e calor específico (C_p) são altos. Em altas pressões, portanto, a capacidade térmica por volume de fluido é maior, o que resulta em sistemas mais compactos. Em termos de transferência de calor, verifica-se que o calor específico do CO₂ tem grande variação com a pressão na região supercrítica (Figura 2).

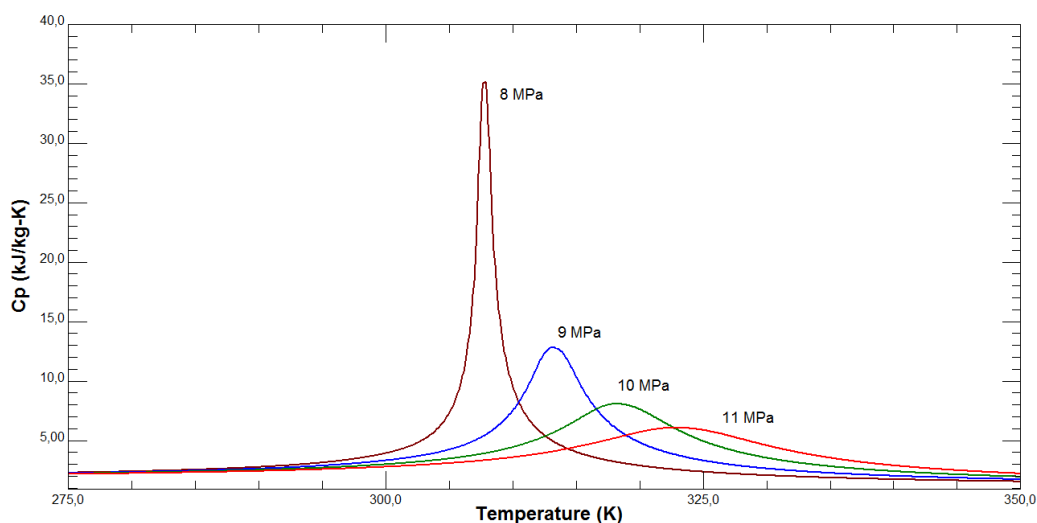


Figura 2 - Variação do calor específico do CO₂ em função da temperatura e pressão (Fonte: NIST, 2013)

A operação próxima do ponto crítico também aumenta a eficiência na transferência de calor. Porém, a variação do calor específico deve ser considerada no projeto do sistema, principalmente dos trocadores de calor (LORENTZEN, 1994).

2.3 Aspectos básicos do ciclo transcrito do dióxido de carbono

As Figuras 3 e 4 apresentam os diagramas pressão-entalpia (P-h) e temperatura-entropia (T-s) de um ciclo transcrito simples de refrigeração. Os processos 1-2, 2-3, 3-4 e 4-1 correspondem a compressão, resfriamento, expansão e evaporação/superaquecimento, respectivamente. Como pode-se observar, a principal característica do ciclo é a rejeição de calor a pressões superiores à crítica, sem mudança de fase (NEKSA, 2002).

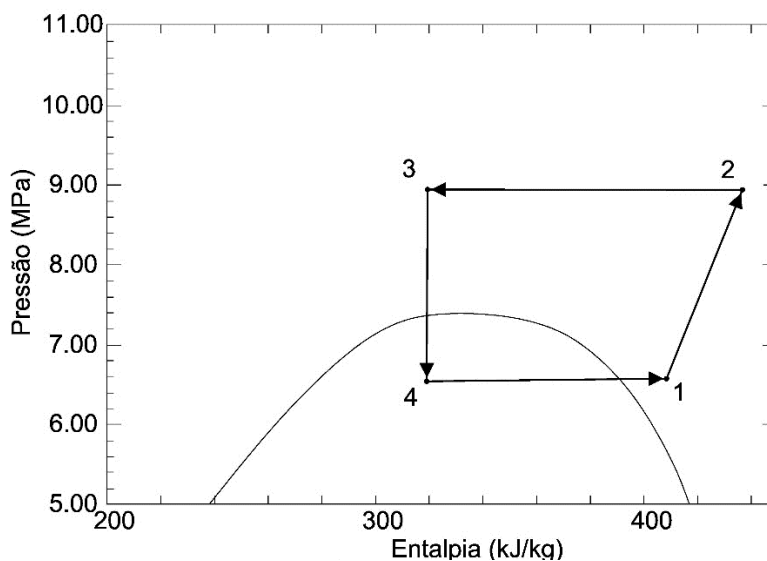


Figura 3 – Diagramas P-h para o ciclo transcrito de refrigeração (Fonte: da autora)

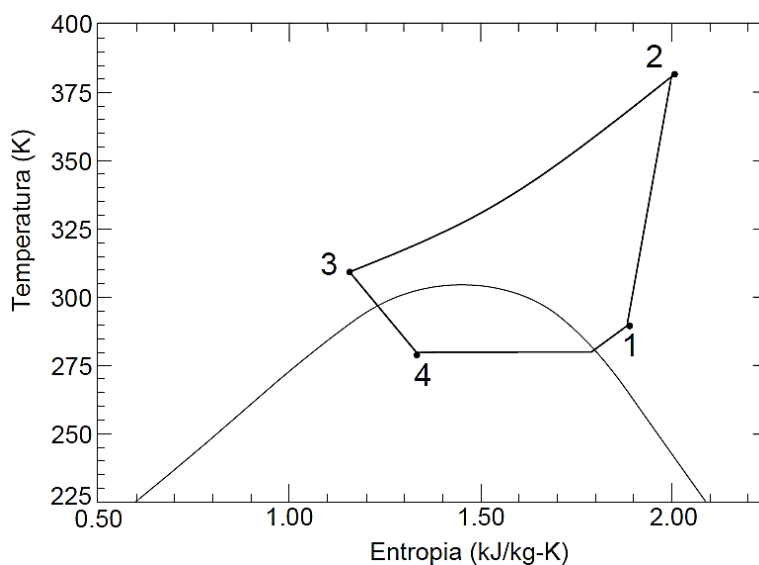


Figura 4 – Diagramas T-s para o ciclo transcrito de refrigeração (Fonte: da autora)

Austin e Sumathy (2011) observaram que a pressão de rejeição de calor para o ciclo de CO₂ tem valores entre 8 e 11 MPa, enquanto que em ciclos que utilizam refrigerantes tradicionais as pressões máximas estão entre 3 e 5 MPa. Atualmente, isso não inviabiliza o ciclo, mas, em termos de eficiência, pode causar maiores perdas no processo de expansão (AUSTIN e SUMATHY, 2011). Com respeito à razão de compressão, os sistemas de refrigeração a CO₂ possuem a vantagem de apresentarem valores menores, o que aumenta o desempenho do compressor (NEKSA, 2002).

2.4 Modelos de bomba de calor a CO₂ presentes na literatura

De modo geral, as simulações envolvendo bombas de calor a CO₂ têm como objetivo estudar as consequências da variação de parâmetros na performance do ciclo e a aplicabilidade dos sistemas, comparar o ciclo do CO₂ com os dos refrigerantes usuais e, ainda, avaliar a modificação do ciclo com a adição de outros componentes.

O primeiro exemplo de simulação é o estudo termodinâmico de Sarkar et al. (2005), que apresenta uma análise exérgica de uma bomba de calor de duplo efeito em ciclo transcrito de CO₂ (Figura 5). O sistema foi modelado por meio de balanços de energia de cada componente. O cálculo das irreversibilidades contemplou as diferenças de temperatura entre os fluidos e entre o ambiente durante as trocas de calor e as quedas de pressão nos trocadores de calor. Devido à variação das propriedades do CO₂ ao longo dos trocadores de calor, esses são modelados de maneira numérica. Os resultados mostram que a distribuição de irreversibilidades entre os componentes é similar às dos refrigerantes tradicionais, porém as perdas na expansão são maiores devido à grande queda de pressão do sistema em questão.

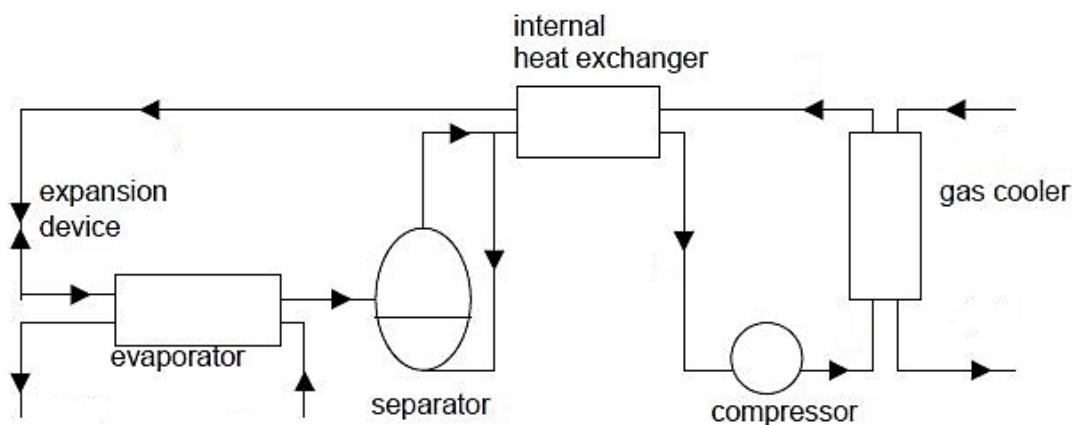


Figura 5 - Ciclo simulado em Sarkar et al. (Fonte: Sarkar et al.,2005)

Da mesma maneira, Yang et al. (2010) desenvolveram um modelo para analisar um sistema de aquecimento e refrigeração de água a CO₂ composto por compressor, resfriador, válvula, evaporador e acumuladores de alta e baixa pressão. A principal diferença em relação à simulação anterior é a não consideração das perdas na expansão. A análise central feita foi a da influência das temperaturas de entrada da água (resfriador e evaporador) no COP de refrigeração. O modelo foi validado experimentalmente, apresentando grande concordância.

Dentre os demais estudos envolvendo diretamente a avaliação dos parâmetros de operação do ciclo pode-se mencionar o de Sarkar et al. (2004), sobre a análise da pressão máxima ótima para sistemas de efeito duplo, e Chen e Gu (2005), sobre a mesma análise para sistemas de refrigeração.

Buscando avaliar a viabilidade do dióxido de carbono como fluido de trabalho, Byrne et al. (2009) compararam a performance do dióxido de carbono e do R407C em ciclo de efeito duplo para suprir a demanda térmica de edifícios. A prioridade do sistema foi o aquecimento do ambiente e função secundária, a produção de água fria e quente. A Figura 6 mostra o conjunto de componentes para o CO₂. Os autores propuseram a adaptação do ciclo conforme o modo de operação: no modo duplo, são usados o resfriador e o evaporador que têm água como fluido secundário; no modo aquecimento, o evaporador a ar substitui a água; no modo resfriamento, são usados o resfriador a ar e o evaporador a água.

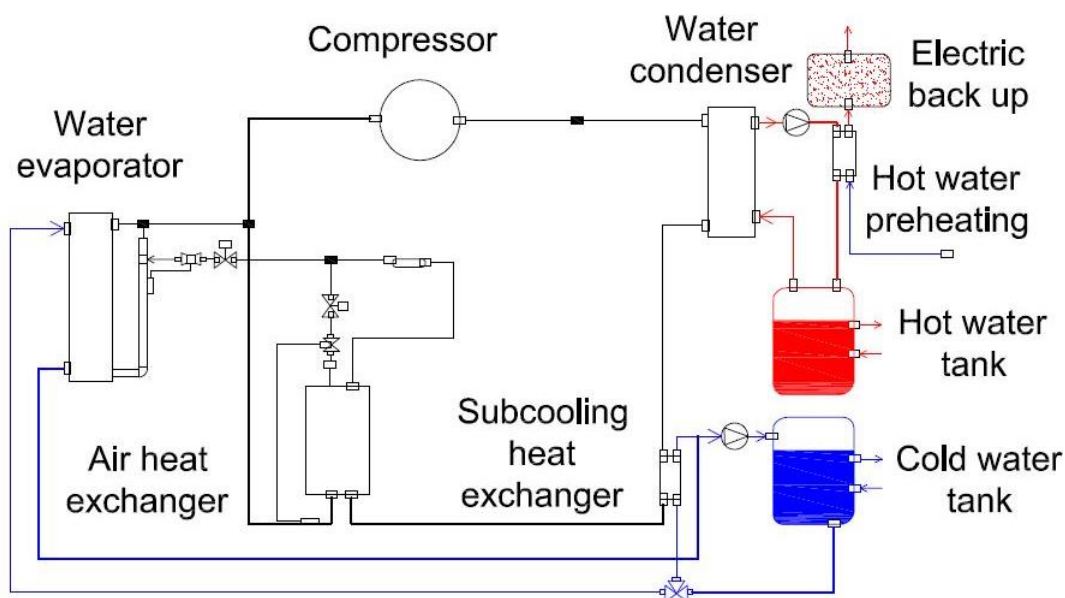


Figura 6 - Esquema da bomba de calor de efeito duplo a CO₂ (Fonte: Byrne et al., 2009)

É importante destacar que o método numérico é parte integrante de todas as simulações termodinâmicas envolvendo ciclos transcíticos de refrigeração com dióxido de carbono. A grande variação do calor específico, discutida anteriormente, impede o simples uso de um valor médio dessa grandeza na resolução dos trocadores de calor. O estudo de Lin et al. (2013), por exemplo, apresenta a metodologia em detalhes.

3 METODOLOGIA

3.1 Configuração do sistema

O arranjo do sistema a ser modelado foi baseado no trabalho de Rocha, Gonçalves e Abreu (2010) e é ilustrado na Figura 7. O conjunto é composto por compressor, trocador de calor resfriador, válvula de expansão e um coletor solar plano como evaporador. A fim de facilitar posteriores referências, os estados termodinâmicos são enumerados. No ponto 1, o dióxido de carbono sai do coletor solar no estado superaquecido. Após a elevação de pressão no compressor, o fluido entra na região supercrítica (ponto 2). Em seguida, no resfriador, ocorre a troca de calor com a água. O CO₂ deixa o componente (ponto 3) e passa pelo processo de expansão na válvula, retornando ao evaporador (ponto 4).

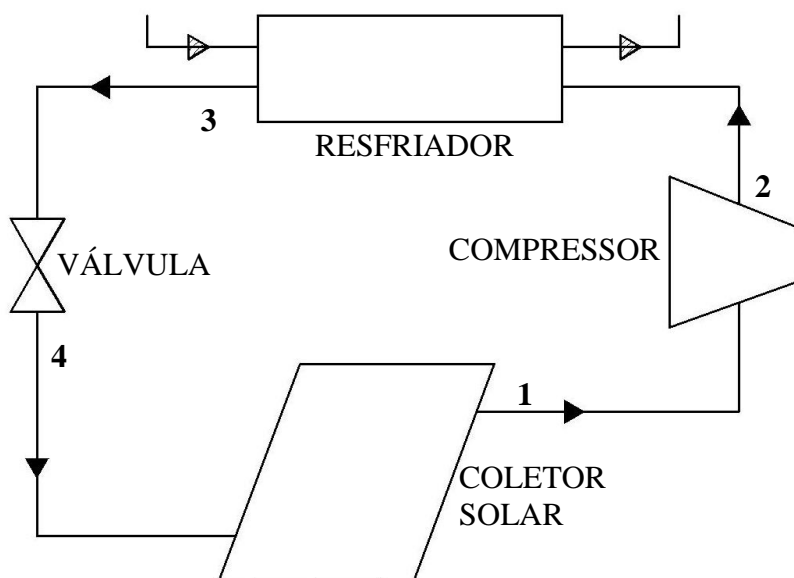


Figura 7 - Configuração da bomba de calor (Fonte: da autora)

3.2 Modelagem matemática do sistema

As considerações iniciais de operação do sistema incluem operação em regime permanente, queda de pressão e perdas térmicas desprezíveis ao longo da tubulação e trocadores de calor.

3.2.1 Coletor solar térmico

O coletor solar é modelado considerando os parâmetros experimentais de eficiência ótica ($F_R(\tau\alpha)_E$, adimensional) e perda de calor global ($F_R U_L$ [W/m^2K]), conforme descrito em Rocha, Gonçalves e Abreu (2010). O calor de evaporação (\dot{Q}_{EVAP}) é dado pelas Equações 1 e 2.

$$\dot{Q}_{EVAP} = G_{t,tilt} * A_{col} * \eta_{col} \quad (1)$$

$$\eta_{col} = F_R(\tau\alpha)_E - F_R U_L \left(\frac{T_{EVAP} - T_{AMB}}{G_{t,tilt}} \right) \quad (2)$$

Onde $G_{t,tilt}$ corresponde à irradiância total no plano inclinado [W/m^2], A_{col} , à área do coletor [m^2] e η_{col} , ao termo de eficiência do componente. As temperaturas de evaporação e ambiente são representadas por T_{EVAP} e T_{AMB} , respectivamente.

Para o presente sistema, considera-se o uso de um coletor do tipo isolado com cobertura. A área do componente é definida considerando a viabilidade da operação do sistema na faixa de irradiância de 100 a 1000 W/m^2 . Um grau de superaquecimento é definido na saída do evaporador para garantir que o fluido entre no compressor no estado gasoso. A diferença entre T_{EVAP} e T_{AMB} é estabelecida como variável de entrada, com o objetivo de estabelecer relação direta entre a irradiância e a rotação do compressor.

3.2.2 Compressor

O trabalho de compressão (\dot{W}_{COMP} [W]) e a vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_{CO2} [kg/s]) são dados pelas equações a seguir:

$$\dot{m}_{CO2} = \frac{ROT * V_{DESL} * \eta_v}{v_1} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{COMP} = \frac{\dot{m}_{CO2} * (h_{2s} - h_1)}{\eta_g} \quad (4)$$

Onde ROT representa a rotação do compressor [Hz], η_v é a eficiência volumétrica do compressor, v_1 é o volume específico do refrigerante no estado 1 [m^3/kg], η_g é a eficiência global do compressor e h_1 e h_{2s} são as entalpias do CO_2 no estado 1 e a isentrópica do estado 2, respectivamente.

O volume deslocado do compressor foi definido baseado na faixa de valores comuns a esse sistema apresentada por Zhang, Qin e Wang (2015). Considerando a ampla variação do calor específico do CO_2 e a necessidade de caracterização experimental do compressor, a definição do estado 2 é feita assumindo uma compressão isentrópica. Do mesmo modo, atribuiu-se valores constantes às eficiências volumétrica e global.

3.2.3 Trocador de calor resfriador

O resfriador é modelado por meio da definição de sua condutância térmica global, o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca de calor (UA_{GC}). A temperatura de entrada da água no trocador de calor é uma variável independente do sistema. Define-se um incremento de 10°C na temperatura da água entre a entrada e a saída do resfriador enquanto sua vazão mássica é variável.

O trocador de calor é resolvido por meio de discretização: o volume de troca é dividido em pequenas partes, onde se aplicam balanços de energia (Figura 8). A temperatura dos fluidos é definida em cada subdivisão do trocador de calor.

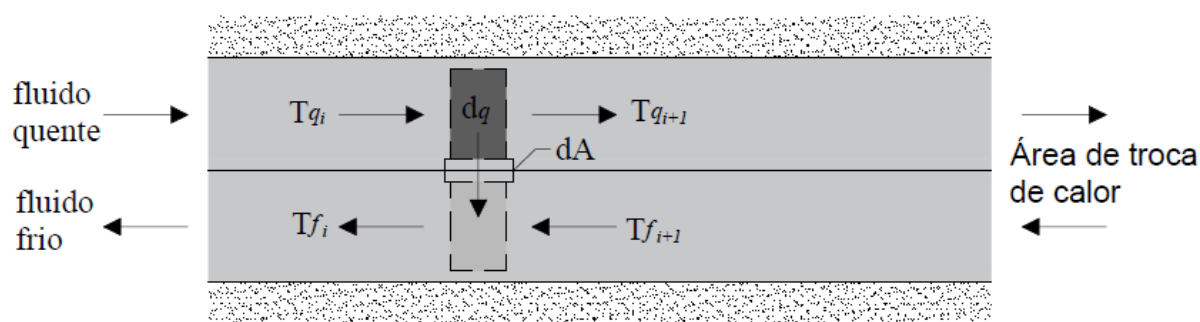


Figura 8 – Discretização do trocador de calor (Fonte: Adaptado de Bergman et al., 2014)

O calor trocado (\dot{Q}_{GC}), a vazão mássica de água ($\dot{m}_{\text{ÁGUA}}$) e o estado 3 do refrigerante são definidos a partir do modelo do resfriador:

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{\text{ÁGUA}} * c_{p,\text{ÁGUA}} * \Delta T_{\text{ÁGUA}} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{CO_2} * (h_{2s} - h_3) \quad (6)$$

Onde $c_{p,ÁGUA}$ corresponde ao calor específico da água, $\Delta T_{ÁGUA}$ é o aumento da temperatura da água no trocador de calor e h_3 é a entalpia no estado 3. A diferença entre as temperaturas dos fluidos na saída do resfriador (aproximação) é utilizada para a análise do sistema.

Liao, Zhao e Jakobsen (2000) apresentam um estudo de otimização da pressão de rejeição de calor em função das temperaturas de evaporação e de saída do trocador de calor para o ciclo transcrito de refrigeração a CO_2 . A correlação resultante (Equação 7) é utilizada para definir a pressão alta da bomba de calor.

$$P_{opt} [\text{bar}] = (2,778 - 0,0157 * T_{EVAP} [^{\circ}\text{C}]) * T_3 [^{\circ}\text{C}] + (0,381 * T_{EVAP} [^{\circ}\text{C}] - 9,34) \quad (7)$$

3.2.4 Válvula de expansão

A expansão através da válvula é modelada como isentálpica. Assim:

$$h_3 = h_4 \quad (8)$$

3.3 Dados de entrada e resolução do ciclo

A Tabela 2 lista os dados de entrada do modelo da bomba de calor, com respectivos símbolos e unidades.

Tabela 2 – Dados de entrada do modelo

Nome da variável	Símbolo [Unidade]	Valor numérico
Área do coletor	$A_{COL} [m^2]$	2
Eficiência ótica do coletor	$F_R(\tau\alpha)_E$	0,8
Perda de calor global do coletor	$F_R U_L [W/m^2K]$	10
Eficiência global do compressor	η_g	0,65
Eficiência volumétrica do compressor	η_v	0,75
Volume deslocado do compressor	$V_{DESL} [cm^3]$	3,3
Condutância térmica do resfriador	$U_{AGC} [W/K]$	150
Aumento da temperatura da água no resfriador	$\Delta T_{ÁGUA} [^{\circ}\text{C}]$	10
Calor específico da água	$c_{p,água} [kJ/kg K]$	4,186
Superaquecimento no evaporador	Sup [$^{\circ}\text{C}$]	1
$T_{AMB} - T_{EVAP}$	$\Delta T_{EVAP} [^{\circ}\text{C}]$	10

O conjunto de equações apresentado e os dados de entrada foram inseridos no *software* EES para resolução. O coeficiente de performance (COP) foi o principal parâmetro utilizado para avaliar a operação da bomba de calor. O COP é definido como a razão entre o efeito de aquecimento e a entrada de trabalho no sistema, conforme descrito na Equação 9.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{W}_{COMP}} \quad (9)$$

A análise do modelo parte de um sistema de referência, cujas variáveis independentes são listadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados de entrada do sistema de referência

Variável independente	Valor [unidade]
Irradiância	1000 W/m ²
Temperatura ambiente	25 °C
Temperatura de entrada da água	40 °C

3.4 Validação

Os resultados das simulações foram validados por meio de comparações com trabalhos similares da literatura.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados e respectivas análises são divididos em duas seções. Primeiramente foram feitos testes para a verificação da dinâmica do sistema com a variação das principais entradas. Em seguida, apresenta-se a simulação do sistema para diferentes condições de operação.

4.1 Testes preliminares

A Tabela 4 lista os resultados da simulação para o sistema de referência. O COP, a rotação do compressor e a razão de compressão estão dentro de um limite admissível para o ciclo. Staub e Rasmussen (2004) apontam que a razão de compressão em ciclos de refrigeração transcíticos de CO₂ está entre 3 e 4. Já a rotação pode variar de 1800 a 7200 rpm, de acordo com Zhang, Qin e Wang (2015). O diagrama P-h da simulação é apresentado na Figura 9. Na descarga do compressor,

o CO₂ atinge a temperatura de 82,2°C. A variação de temperatura ao longo do resfriador é de 33 °C. Nota-se que, para o nível alto de irradiância, a operação é distante do ponto crítico.

Tabela 4 – Dados de saída do sistema de referência

Variável	Resultado
COP	2,48
Pressão de rejeição de calor	121,2 bar
Taxa de calor de evaporação	1800 W
Taxa de calor trocado no resfriador	2439 W
Potência do compressor	983,7 W
Temperatura de evaporação	15 °C
Rotação	3132 rpm
Vazão de água	0,0583 kg/s
Razão de compressão	2,38
Aproximação no resfriador	9,41 °C

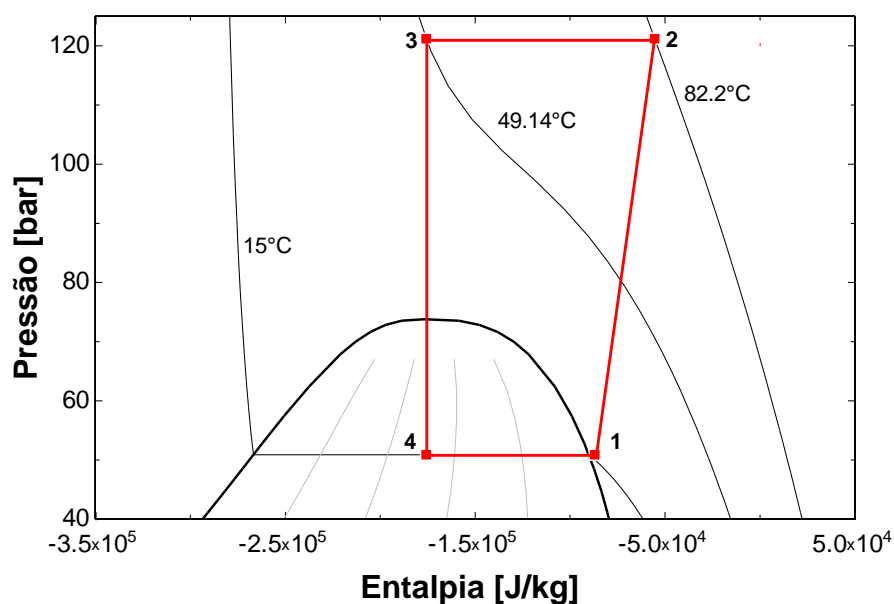


Figura 9 – Diagrama P-h do sistema de referência

O gráfico da Figura 10 apresenta a influência do grau de superaquecimento no evaporador no COP e rotação do sistema. Para uma temperatura ambiente fixa, o superaquecimento define a temperatura do CO₂ na entrada do compressor. À medida que o superaquecimento aumenta, a rotação do compressor diminui e o COP aumenta ligeiramente. Liao, Zhao e Jakobsen (2000) realizaram a mesma análise teórica para diferentes pressões altas. A maior variação do COP com o superaquecimento nesse estudo é da ordem de 12%, similar ao caso de referência ilustrado no gráfico abaixo.

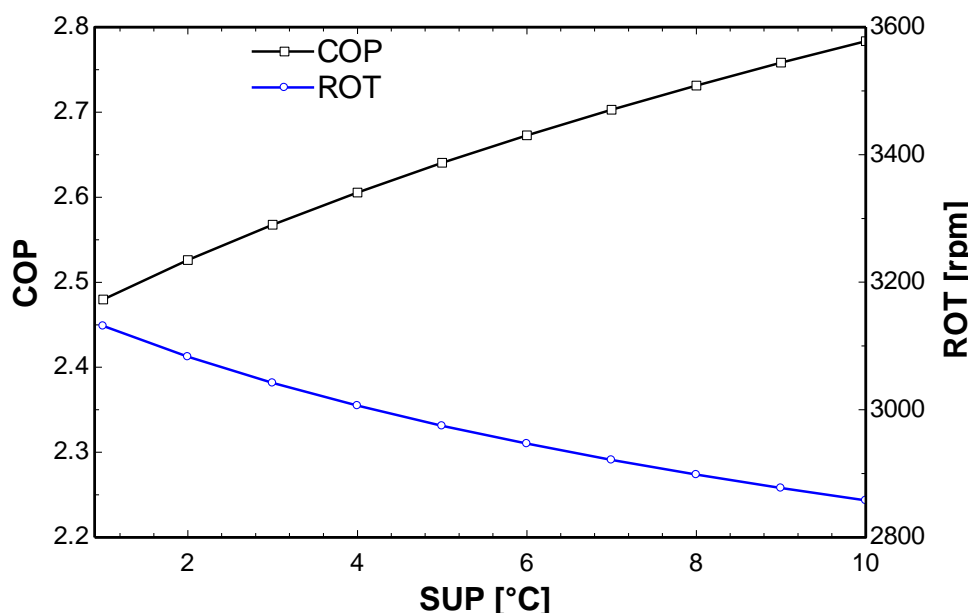


Figura 10 – Variação do COP e da rotação do compressor em função do grau de superaquecimento no evaporador

O efeito da mudança da diferença de temperatura no evaporador é mostrado na Figura 11. O aumento de ΔT_{EVAP} equivale à diminuição da temperatura de evaporação, o que aumenta a rotação do compressor e diminui o COP do sistema. Essa tendência é confirmada na literatura de maneira teórica e experimental (LIAO, ZHAO e JAKOBSEN, 2000; NEKSA, 1998). O compressor se comporta de maneira oposta à análise anterior, porém com uma dependência muito maior, já que a rotação varia cerca de 28%. Conforme descrito anteriormente, ΔT_{EVAP} é utilizada como variável de controle da rotação para que a operação seja viável em toda a amplitude de irradiância.

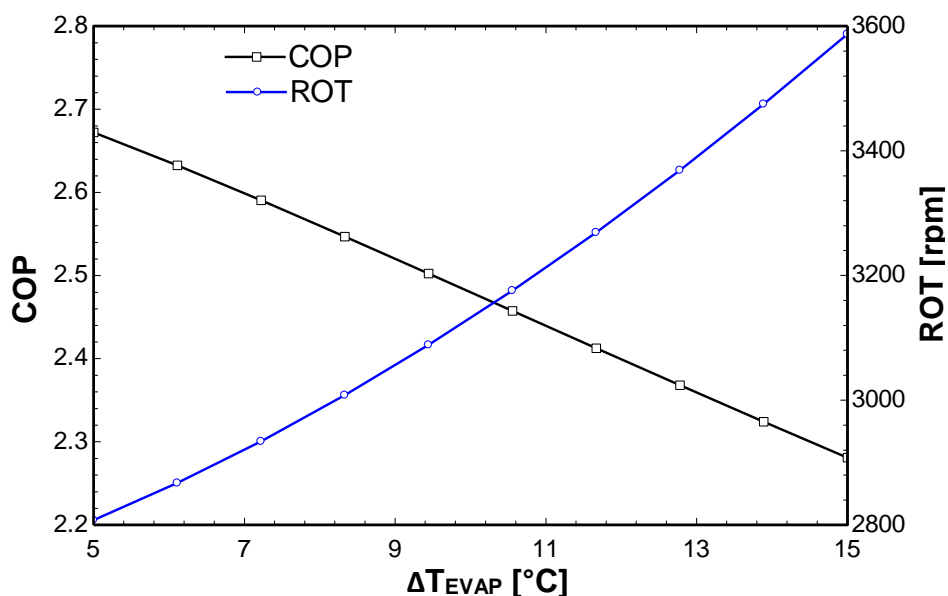


Figura 11 – Variação do COP e da rotação do compressor em função da ΔT no evaporador

As análises do resfriador são apresentadas nas Figuras 12 e 13. A primeira apresenta o perfil de temperatura do dióxido de carbono e da água ao longo do trocador de calor. É possível verificar que as curvas são compatíveis com o perfil de temperatura típico de trocador contracorrente. A aproximação acontece no início do trocador, entre as temperaturas de saída do CO_2 e de entrada da água. Para essas condições, a proximidade das curvas não é grande.

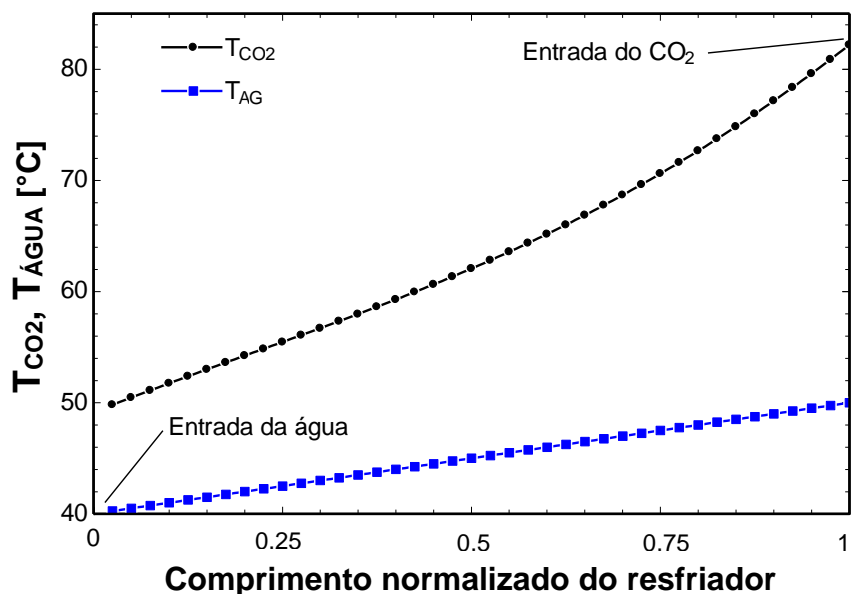


Figura 12 – Perfil de temperaturas do CO_2 e da água no resfriador (sistema de referência)

A relação entre o calor trocado no resfriador em função do número de elementos da discretização é apresentada abaixo (Figura 13). O aumento do número de divisões resulta em um modelo mais realista, já que há variação de propriedades ao longo do componente. Ao mesmo tempo, um esforço computacional muito grande não é necessário, o que justifica a análise. O gráfico mostra que a partir de 20 subdivisões, a taxa de calor trocado já atinge o valor final de convergência para o sistema de referência.

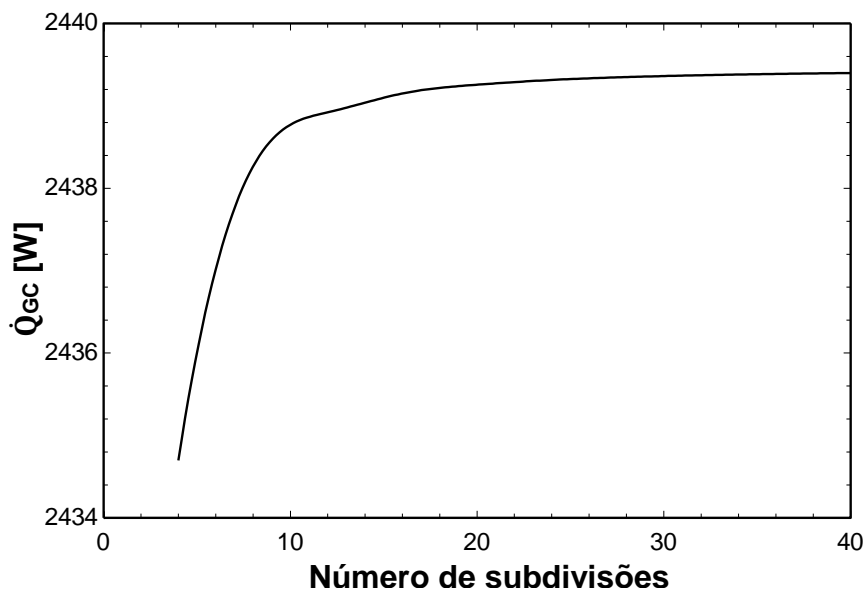


Figura 13 – Variação do calor trocado no resfriador em função do número de subdivisões da discretização (sistema de referência)

4.2 Simulações das condições de operação

A Figura 14 ilustra a variação do COP da bomba de calor com a irradiância incidente no coletor solar. Nota-se que há um decréscimo considerável do desempenho do sistema com o aumento da irradiância. A justificativa física é que, apesar do aumento do calor trocado no resfriador, há um aumento da pressão alta do ciclo e conseqüente incremento no trabalho de compressão. Isso é visível pela grande variação da rotação do compressor.

Constata-se que, apesar do sistema ser viável para grande faixa de irradiância, há um superdimensionamento do evaporador que ocasiona grande esforço do compressor e perda na eficiência do sistema. Esse problema pode ser resolvido diminuindo a área do coletor solar e estabelecendo uma irradiância de corte para o funcionamento da bomba de calor. No ciclo atual, a

redução do COP é de 40%. Com um coletor 50% menor, por exemplo, e partindo do nível de 300 W/m², há um decréscimo de apenas 13% no COP.

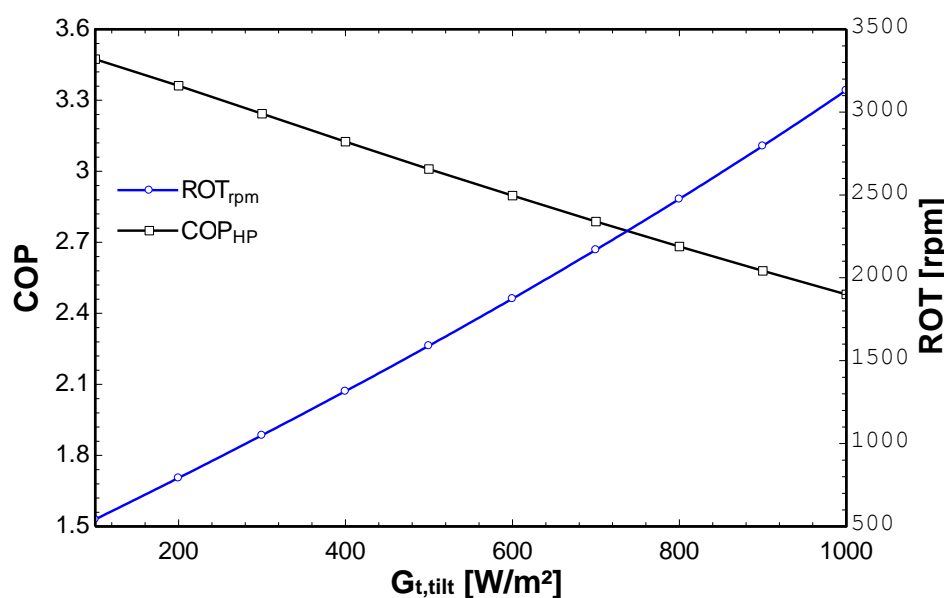


Figura 14 – Variação do COP em função da irradiância (sistema de referência)

A variação do COP em função da temperatura ambiente é apresentada no gráfico a seguir (Figura 15). Como a temperatura de evaporação do CO₂ acompanha a temperatura ambiente, para valores baixos de T_{AMB}, a temperatura de evaporação também é baixa. A razão de compressão torna-se mais elevada e mais potência é requerida no compressor.

O sistema analisado é bastante particular e tem dependência distinta em relação à temperatura ambiente quando comparado com sistemas não assistidos por energia solar. Assim, o resultado foi validado com o modelo do artigo de Rocha, Gonçalves e Abreu (2010). O arranjo é similar, porém o refrigerante utilizado é R134a em ciclo subcrítico. A Figura 16 mostra a variação do desempenho do sistema a R134a em função de T_{AMB}. Ambos os modelos têm um comportamento aproximadamente linear crescente. É possível ainda estabelecer um paralelo entre o COP dos dois sistemas. O desempenho do R134a é, em média, 23% superior ao do CO₂.

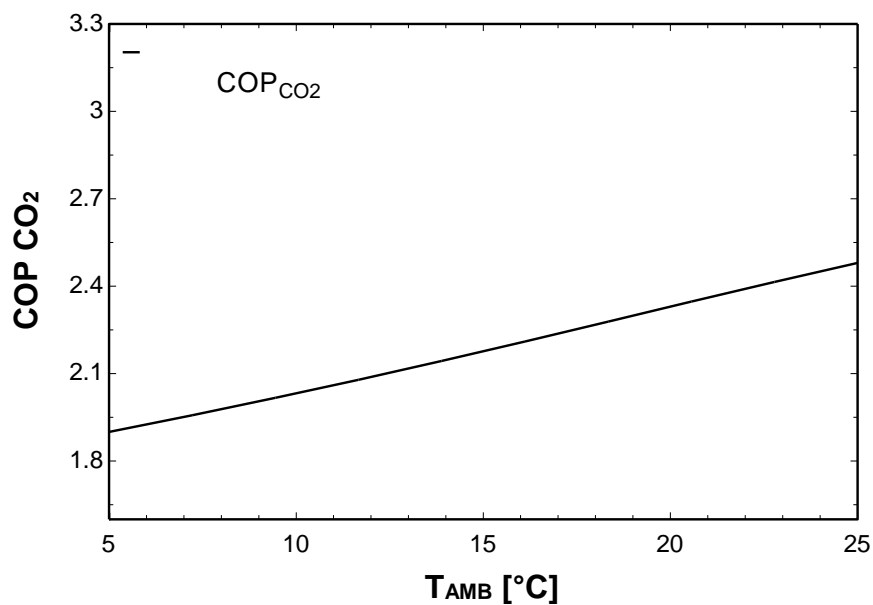


Figura 15 – Variação do COP em função da temperatura ambiente (sistema de referência)

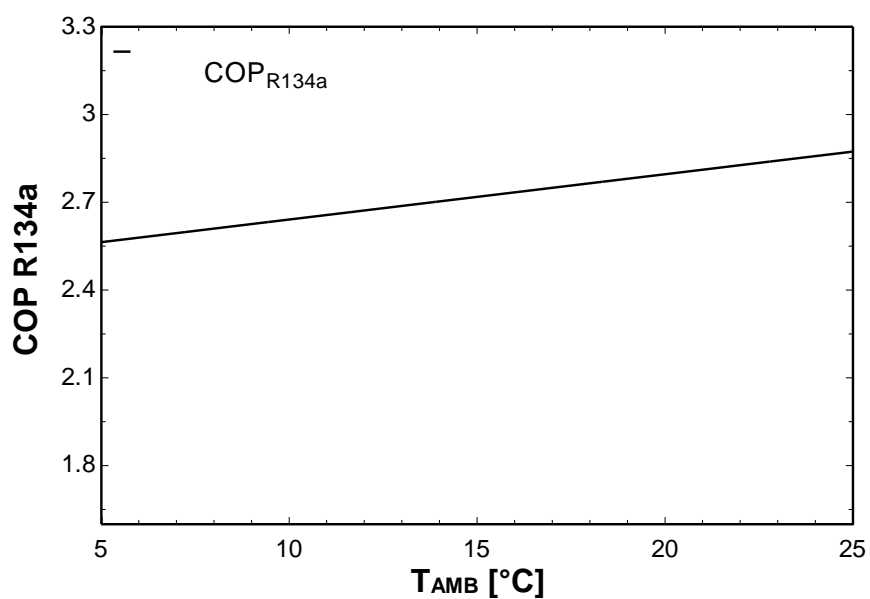


Figura 16 – Variação do COP em função da temperatura ambiente para o R134a (Fonte: Adaptado de Rocha, Gonçalves e Abreu, 2010)

A Figura 17 mostra a relação entre o COP e a temperatura de entrada da água no resfriador. O aumento da temperatura da água provoca um decréscimo considerável na performance do sistema, novamente pelo aumento da pressão de rejeição de calor. Sarkar et al. (2005) verifica esse

mesmo comportamento no sistema simulado, pelo aumento da potência de compressão e da pressão ótima de descarga. A grande sensibilidade da bomba de calor a essa variável também é provada experimentalmente por Stene (2005). Dentre as variáveis apresentadas, essa é a que mais interfere na performance do sistema.

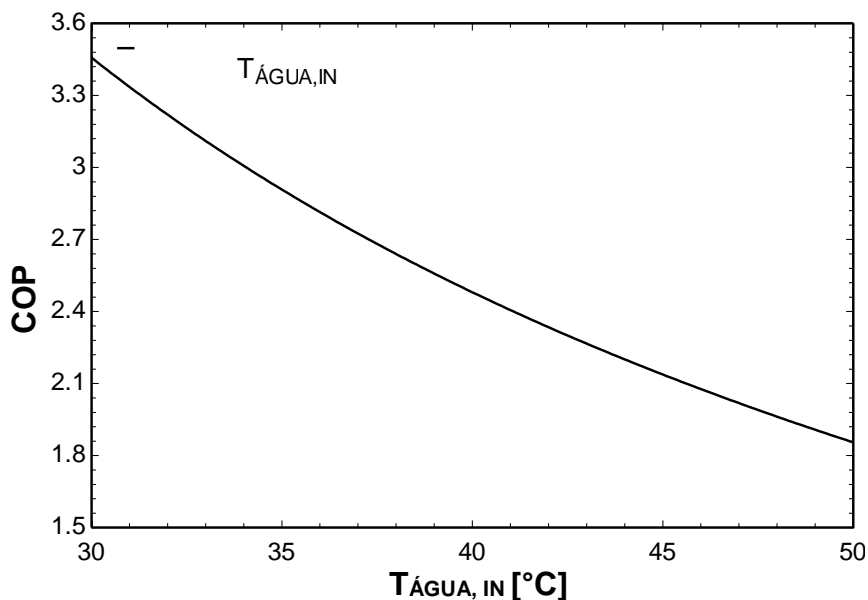


Figura 17 – Variação do COP em função da temperatura de entrada da água (sistema de referência)

Adicionalmente, é possível examinar a relação entre a irradiância e a potência de compressão do ciclo (Figura 18). Como ela é positiva, a combinação de um pequeno sistema fotovoltaico como fonte auxiliar de eletricidade para o compressor da bomba de calor mostra-se compatível.

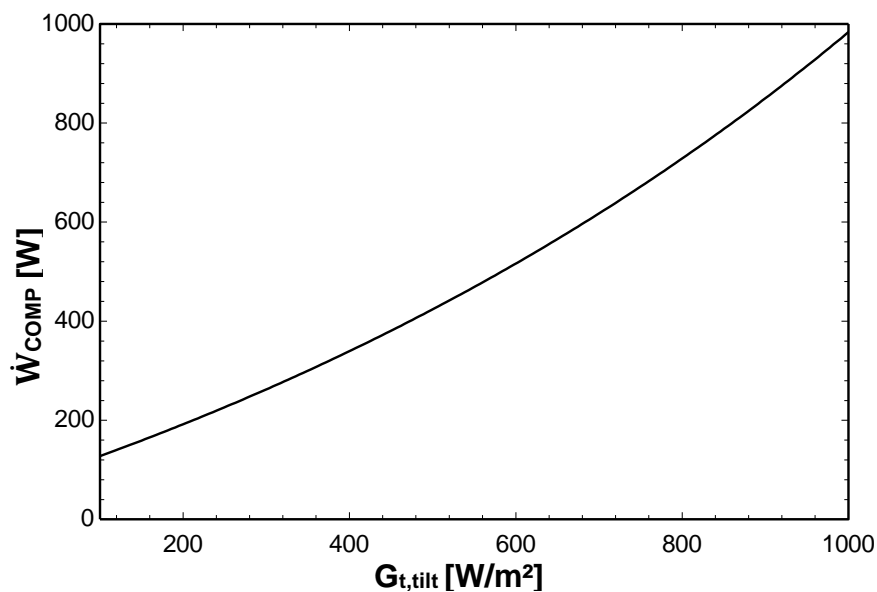


Figura 18 – Trabalho do compressor em função da irradiância (sistema de referência)

A última análise é feita com a simulação dos casos extremos e de um caso intermediário de operação do sistema. A Tabela 5 exibe os resultados. O modelo não converge para as situações de baixa irradiância combinada com temperaturas ambiente e de entrada da água mais baixas. A rotina do trocador de calor torna-se problemática quando aproxima-se do ponto crítico.

Tabela 5 – Operação do sistema nos pontos extremos e ponto médio

Irradiância [W/m²]	T_{AMB} [°C]	T_{ÁGUA} [°C]	COP
100	5	30	-
100	5	50	-
100	25	30	-
100	25	50	3,29
550	15	40	2,47
1000	5	30	2,59
1000	5	50	2,80
1000	25	30	3,46
1000	25	50	2,84

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho, realizou-se a modelagem e análise paramétrica do ciclo de bomba de calor a CO₂ transcrito. O modelo desenvolvido convergiu para grande parte da faixa de operação planejada e apresentou resultados coerentes com os da literatura.

O sistema mostrou grande dependência em relação à temperatura de entrada da água no resfriador. A grande redução do desempenho do sistema com o aumento da irradiância permitiu a identificação do superdimensionamento do coletor solar. Dependendo da aplicação, a restrição da operação em níveis muito baixos de irradiância é uma alternativa a ser considerada para preservar a eficiência.

Uma breve análise entre o COP da bomba de calor a CO₂ e a R134a mostra que, para condições similares, o desempenho do CO₂ é inferior ao do refrigerante artificial. Esse resultado se confirma em grande parte dos estudos comparativos. A adaptação do ciclo às particularidades do fluido torna-se essencial para o sistema ser mais competitivo.

A partir do modelo global produzido, é possível realizar aprimoramentos e descrições mais específicas dos componentes, principalmente do resfriador, além da verificação da dinâmica do sistema em regime transiente.

MODELING AND SIMULATION THE TRANSCRITICAL CARBON DIOXIDE HEAT PUMP SYSTEM

ABSTRACT

The refrigeration sector has the challenge of adapting itself to new regulations in order to minimize the environmental impacts of the working fluids used. Carbon dioxide is a suitable option given its low global warming potential and null ozone depletion potential (GWP and ODP, respectively). In the present study, a mathematical model of a transcritical CO₂ heat pump water heater has been developed. The system uses a solar collector as evaporator. The steady state simulation is made considering the variation of the irradiance, ambient temperature and inlet water temperature in the

gas cooler. Results show the strong dependence on the water inlet temperature of the cycle. A discussion is raised about the sizing of the evaporator.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Addenda to 34-1997**: Designation and Safety Classification of Refrigerants. Atlanta, 2000. 15 p.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Addenda to 34-2007**: Designation and Safety Classification of Refrigerants. Atlanta, 2010. 5 p.
- AUSTIN, B. T.; SUMATHY, K. Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review. **Renewable And Sustainable Energy Review**, v. 15, p. 4013-4029, 2011.
- BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos da transferência de calor e massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. 672 p. Tradução: Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Nota técnica DEA 16/12**: Avaliação da Eficiência Energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Rio de Janeiro, 2012.
- BROWN, J. S. et al. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p.19-32, 2001.
- BYRNE, P.; MIRIEL, J.; LENAT, Y. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 1711-1723, 2009.
- CALM, J. M.. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 7, p.1123-1133, 2008.
- CHEN, Y.; GU, J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 1238-1249, 2005.
- EUROPEAN COMMISSION. **The Montreal Protocol**. Luxemburgo: Office of Official Publications of the European Communities, 2007. 24 p.
- EUROPEAN COMMISSION. **EU legislation to control F-gases**. 2016. Disponível em: <http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation/index_en.htm>. Acesso em: 5 set. 2016.
- INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **Climate Change**: Overview. Cambridge: Cambridge University Press, 1990.

JANKOVIĆ, Z.; ATIENZA, J. S.; SUÁREZ, J. A. M. Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze(E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p.42-54, 2015.

LIAO, S.M.; ZHAO, T.S.; JAKOBSEN, A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 9, p.831-841, 2000.

LIN, K. H.; KUO, C. S.; HSIEH, W. D.; WANG, C. C. Modeling and simulation of the transcritical CO₂ heat pump system. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 1711-1723, 2013.

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, p. 292-301, 1994.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 3, p.190-197, 1995.

MCLINDEN, M. O. et al. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p.80-92, 2014.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY – NIST. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database – mini-REFPROP. Versão 9.1, 2013.

NEKSA, P. et al. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. **International Journal Of Refrigeration**, v. 21, n. 3, p.172-179, 1998.

NEKSA, P. CO₂ heat pump systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 421-427, 2002.

PEARSON, A. Carbon dioxide – new uses for an old refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 1140-1148, 2005.

ROCHA, S. P.; GONÇALVES, J. M.; ABREU, S. L. Mini-bomba de calor acoplada a coletores solares. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR, 3., 2010, Belém. **Anais... .** Porto Alegre: Abens, 2010. v. 1.

SARBU, I; BANCEA, O. Environmental global protection on the refrigerants pollution. In: WSEAS INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABILITY IN SCIENCE ENGINEERING, 11, 2009, Timisoara. **Proceedings... .** Wseas Press, 2009. p. 480 - 483.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, R. M. Optimization of transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 330-338, 2004.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, R. M. Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. **Energy Conversion and Management**, v. 46, p. 2053-2067, 2005.

STAUB, J; RASMUSEN, B D. **CO₂ as refrigerant: the transcritical cycle.** 2004. Disponível em: <<http://www.achrnews.com/articles/94092-co2-as-refrigerant-the-transcritical-cycle>>. Acesso em: 29 nov. 2016.

STENE, J. Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 1259-1265, 2005.

UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE – UNFCCC. **Fact Sheet: Kyoto Protocol**. 2011.

YANG, J. L.; MA, Y. T.; LI, M. X.; HUA, J. Modeling and simulation of transcritical CO₂ heat pump system with throttle valve. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ELECTRICAL AND CONTROL ENGINEERING, 1., 2010, Wuhan. **Anais...** . Wuhan: 2010. p. 1306 - 1309.

ZHANG, J.; QIN, Y.; WANG, C. Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 50, p.1383-1391, 2015.

ZILIO, C. et al. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. **Energy**, v. 36, n. 10, p.6110-6120, 2011.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Adriane e Giovani, por terem apoiado minhas decisões e possibilitado a conclusão de mais uma etapa importante na minha vida. Ao Léo, pela paciência, palavras de incentivo e auxílio.

Ao Prof. Alexandre Kupka da Silva, pela oportunidade de iniciação científica e incentivo durante os últimos anos. Ao Prof. Samuel Luna de Abreu, pela ajuda na resolução dos problemas, presença nas reuniões e disponibilidade de revisar o trabalho. Ao Prof. Joaquim Manoel Gonçalves pela extensa ajuda com o código e por possibilitar o entendimento prático do sistema.

Agradeço aos meus amigos do curso de Engenharia de Energia, pelo companheirismo e incentivo ao longo do curso. À Jéssica, por me acolher em sua casa tantas vezes. Éricka, Nágila e Evandro, gratidão pela revisão do meu trabalho. Agradeço aos colegas do LEPTEN pela receptividade e ajuda nas últimas semanas, especialmente Indyanara, Luigi e Felipe.

À Petrobrás, pelo apoio à pesquisa, que resultou nesse trabalho de conclusão de curso.