

ANÁLISE DO CONDENSADOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS DE UMA BOMBA DE CALOR SOLAR

Rafael Moreira Soares ⁽¹⁾ (rafm.soares@gmail.com), Paulo Eduardo Lopes Barbieri ⁽¹⁾ (barbieri@cefetmg.br),
Tiago de Freitas Paulino ^(2,3) (tiagopaulino@cefetmg.br)

⁽¹⁾ Centro Federal De Educação Tecnológica De Minas Gerais (CEFET MG); Departamento de Engenharia Mecânica

⁽²⁾ Centro Federal De Educação Tecnológica De Minas Gerais (CEFET MG); Departamento de Engenharia de Materiais

⁽³⁾ Centro Federal De Educação Tecnológica De Minas Gerais (CEFET MG); Centro de Pesquisa em Energia Inteligente (CPEI)

RESUMO: *É de grande importância um maior aproveitamento dos recursos energéticos disponíveis, principalmente no que tange os sistemas de aquecimento de água. Uma das soluções para tal, são as bombas de calores assistidas por energia solar. Este equipamento quando em funcionamento paralelo indireto permite o aquecimento da água por meio de dois complementos energéticos sustentáveis (energia solar e trocas térmicas com o ar), estes funcionando em conjunto ou individualmente. Dessa forma, o objetivo principal deste presente trabalho é o dimensionamento do condensador de tubos concêntricos de uma bomba de calor solar que opera de forma paralela indireta. Nesta análise foram consideradas duas opções dimensionais para o condensador, denominadas D1 e D2. A partir dos resultados encontrados, foi observado um maior COP para o Grupo D2 de tubulações para o mesmo comprimento total do condensador. Comprimentos menores foram exigidos para as tubulações do Grupo D2 quando comparadas ao Grupo D1. Para o mesmo comprimento total do condensador de tubos concêntricos, o agrupamento D2 demanda uma menor potência consumida pelo compressor e uma menor taxa de transferência de calor no condensador quando comparado ao agrupamento D1.*

PALAVRAS-CHAVE: BOMBA DE CALOR, RESISTÊNCIA ELÉTRICA, EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, ENERGIA SOLAR, AQUECIMENTO DE ÁGUA.

ANALYSIS OF THE CONCENTRIC TUBE CONDENSER OF A SOLAR HEAT PUMP

ABSTRACT: *It is of great importance to make better use of the available energy resources, especially regarding water heating systems. One of the solutions for this are solar-assisted heat pumps. This equipment, when operating in indirect parallel mode, allows water to heat through two sustainable energy complements (solar energy and air heat exchanges), which can work together or individually. Thus, the main objective of this work is the design of the concentric tube condenser of a solar heat pump that operates in an indirect parallel mode. In this analysis, two different groups of diameters for the tubes of the condenser, referred to as D1 and D2, were considered. From the results obtained, a higher COP was observed for the D2 group of pipes for the same total condenser length. Shorter lengths were required for the D2 group of pipes compared to the D1 group. For the same total length of the concentric tube condenser, the D2 grouping demands lower power consumption by the compressor and a lower heat transfer rate in the condenser compared to the D1 grouping.*

KEYWORDS: HEAT PUMP, ELECTRIC RESISTANCE, ENERGY EFFICIENCY, SOLAR ENERGY, WATER HEATING.

1. INTRODUÇÃO

Levando em conta a crescente necessidade de soluções sustentáveis para os desafios energéticos, faz-se necessário um maior aproveitamento da energia em concentradores de uso, como lavanderias, hotéis, hospitais, asilos, dentre outros. Locais os quais é utilizada água quente em alta escala aquecida de diferentes formas. Cerca de 8% da energia total gerada na Europa é consumida em sistemas de aquecimento de água (Golic *et al.*, 2011). No contexto brasileiro, entre 2005 e 2017 o gasto de energia elétrica em chuveiros elétricos reduziu consideravelmente. Saindo de cerca de 22% para quase 15% (Empresa de Pesquisa Energética, 2018). Tal redução reflete diretamente nas mudanças de consumo assim como a matriz energética disponível no país. Dessa forma, foi levantada a possibilidade de mesclar diferentes sistemas de aquecimento de água na busca por uma relação plausível entre conforto, custo e eficiência energética.

Uma alternativa para aumentar a eficiência energética são as bombas de calor. Alguns estudos teóricos e experimentais sobre bombas de calor assistida por energia solar para aquecimento de água foram realizados afim de analisar diversos pontos importantes. A partir de um protótipo, foi obtido um coeficiente de desempenho (COP) médio igual a 2,15 da bomba de calor (Reis, 2012). Para indicar potenciais áreas de investigação em bombas de calor assistidas por energia solar, foram analisados diversos pontos, dentre eles o dimensionamento e otimização de componentes individuais, simulação e previsão de desempenho térmico, avaliação de desempenho a longo prazo e avaliação econômica e ambiental além de análises de aceitação social (Wang *et al.*, 2017). Um sistema de energia solar assistido por uma bomba de calor, com COP médio igual a 3,5, melhora significativamente o desempenho econômico quando comparado com o aquecimento por meio de equipamentos operando individualmente, como aquecedor solar de água e bomba de calor de fonte de ar, COP médio igual a 3,1 e 3,0, respectivamente (Li *et al.*, 2023).

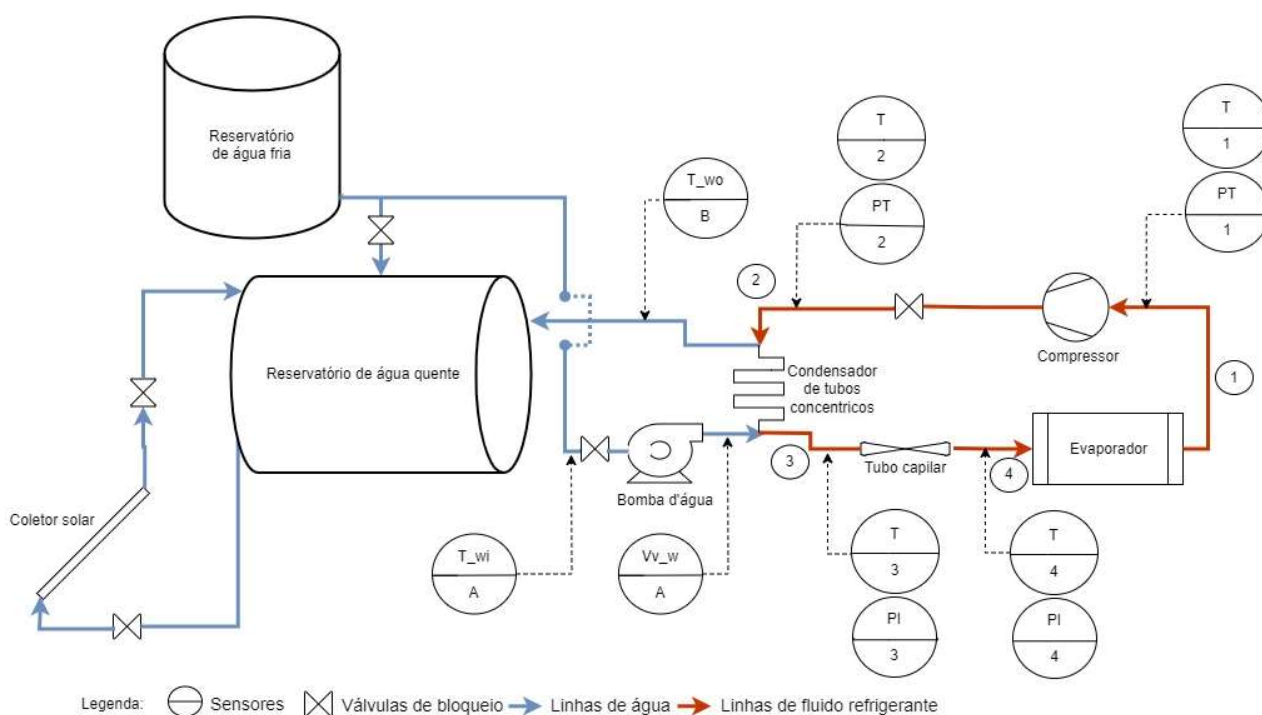
Uma solução ainda pouco explorada constitui-se do uso de uma bomba de calor solar (BCS) do tipo indireta. Assim como nos outros tipos disponíveis, uma BCS utiliza dois complementos energéticos sustentáveis (energia solar e trocas térmicas com o ar) para o aquecimento da água do reservatório nos dias em que apenas a energia provinda das placas solares não for suficiente. Vale ressaltar também que nos modelos construídos em paralelo há a possibilidade de operar em três formatos diferentes: apenas com o coletor solar, apenas com a bomba de calor e, por fim, com ambos recursos de transformação de energia.

Este trabalho tem como principal objetivo a avaliação do dimensionamento do condensador de tubos concêntricos de uma bomba de calor solar que opera de forma indireta (BCSI). Esta bomba de calor em questão irá substituir a resistência elétrica localizada no boiler de um sistema convencional de aquecimento de água residencial. De forma analítica, será realizado o dimensionamento deste componente para futuramente possibilitar a construção do protótipo.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

O fluxograma de funcionamento, pontos a serem analisados e posicionamentos dos componentes da BCS são ilustrados na Figura 1. Onde T representa medidor de temperatura, PI representa um indicador de pressão, PT, um transdutor de pressão e Vv, medidor de vazão volumétrica de água.

FIGURA 1. Fluxograma da bomba de calor solar.



Fonte: Autor, 2024.

2.1. Modelagem dos componentes

Para uma análise analítica da BCSI, faz-se necessário a modelagem matemática do compressor, da bomba d'água, do condensador de tubos concêntricos e do coeficiente global de performance do sistema.

2.1.1. Modelagem do compressor

Para modelagem do compressor da BCSI, inicialmente foram definidas a Eficiência Volumétrica (Equação 1) e Eficiência Global (Equação 2) com base nos dados do compressor disponibilizados pela empresa EMBRACO.

$$\eta_v = B_1 + B_2 * r_c \quad (1)$$

$$\eta_g = B_3 + B_4 * r_c + B_5 * r_c^2 \quad (2)$$

Onde os coeficientes B_1 a B_5 foram definidos por meio de regressão linear e a razão de compressão (r_c) é dada pela divisão da pressão de condensação pela pressão na sucção do compressor (ponto 1 da Figura 1).

Em seguida calcula-se a vazão mássica de fluido refrigerante m_{ref} , dada pela Equação 3.

$$m_{ref} = \rho_1 * N * V_c * \eta_v \quad (3)$$

Onde:

V_c : deslocamento imposto pelo compressor em m^3/rev ;

ρ_1 : massa específica na sucção do compressor em kg/m^3 ;

N : rotação do compressor em rps.

Assim, calcula-se a potência consumida pelo compressor W_{comp} , em W, conforme Equação 4.

$$W_{comp} = m_{ref} * (i_2 - i_1) / \eta_g \quad (4)$$

Onde:

m_{ref} : vazão mássica de fluido refrigerante em kg/s ;

i_2 : entalpia descarga compressor em $J/(kgK)$;

i_1 : entalpia na entrada do compressor em $J/(kgK)$.

2.1.2. Modelagem do condensador de tubos concêntricos (CTC)

A modelagem do condensador de tubos concêntricos (CTC) foi dada com base no cálculo da taxa de transferência de calor (Q_{cond}) em W conforme Equação 5.

$$Q_{cond} = m_{ref}(i_2 - i_3) = m_w * C_{pw}(T_{wo} - T_{wi}) \quad (5)$$

Onde:

i_3 : entalpia na saída do CTC em $J/(kgK)$;

T_{wo} : temperatura de saída da água em K;

T_{wi} : temperatura de entrada da água em K;

m_w : vazão mássica de água em kg/s ;

C_{pw} : calor específico da água a pressão constante em $J/(kgK)$.

2.1.3. Modelagem da bomba d'água

Para o cálculo do coeficiente global de performance faz-se necessário a potência consumida pela bomba d'água (W_{pump}) a ser utilizada na BCSI. Assim, foi utilizada a Equação 6 para o cálculo da potência em W da bomba.

$$W_{\text{pump}} = q_w * \rho_w * g * H_o \quad (6)$$

Onde:

q_w : vazão volumétrica de água na bomba em m^3/s ;

ρ_w : massa específica média da água em kg/m^3 ;

g : aceleração da gravidade em m/s^2 ;

H_o : desnível geométrico em metros.

Para reservatórios sujeitos a pressão atmosférica, a altura manométrica (H_{man}) será dada em metros pela Equação 7 (Carvalho, 1999).

$$H_{\text{man}} = H_o + \Delta H \quad (7)$$

Onde ΔH representa, em metros, a perda de carga nas tubulações e acessórios. O desvio geométrico H_o , será considerado 0,45 m conforme geometria do reservatório térmico.

A perda de carga contínua ($\Delta H_{\text{cotinua}}$) será obtida pelo uso conjugado da fórmula de Darcy-Weissbach (Equação 8) e ábaco de Moody.

$$\Delta H_{\text{cotinua}} = f * (L/D) * (V^2/2g) \quad (8)$$

Onde:

f : fator de atrito;

L : comprimento do tubo, em m;

V : Velocidade média do escoamento, em m/s ;

D : diâmetro do tubo em m;

g : aceleração da gravidade em m/s^2 .

O fator de atrito será calculado conforme equação de Colebrook disponível na biblioteca CoolProp.

Assim, teremos a perda de carga contínua no condensador e nas linhas de água. Para as linhas de água foi considerado um comprimento L total igual a 3 metros, rugosidade do PVC e diâmetro interno de tubos comerciais.

A perda de carga nos acessórios será dada pela Equação 9.

$$\Delta H_{\text{acessórios}} = (V^2/2g) * \sum K \quad (9)$$

Onde $\sum K$ representa a soma dos fatores K de cada acessório. Foi identificado a necessidade de 4 curvas de 90° e uma válvula esfera.

2.1.1. Modelagem do Coeficiente de Performance Global (COP_{global})

Uma vez calculados a taxa de transferência de calor no condensador e as potências consumidas no compressor e na bomba, faz-se possível o cálculo do Coeficiente de Performance Global (COP_{global}), conforme Equação 10.

$$COP_{\text{global}} = Q_{\text{cond}} / (W_{\text{pump}} + W_{\text{comp}}) \quad (10)$$

Onde Q_{cond} representa a taxa de transferência de calor no condensador em W, e W_{pump} e W_{comp} representam, em W, as potências consumidas pela bomba d'água e pelo compressor, respectivamente.

2.2. Simulações

Foram definidas 3 etapas de simulações, sendo a primeira como forma de predefinição do comprimento L do trocador de calor e duas como forma de validação do mesmo. São elas:

- Simulação 1: Variar a diferença de temperatura nos trocadores de calor para uma temperatura fixada de entrada e saída da água obtendo como resultado a variação dos comprimentos L do CTC;
- Simulação 2: Variar a temperatura de entrada da água para uma temperatura fixa de saída da água, diferença de temperatura nos trocadores de calor e comprimento L obtendo como resultado o COP_{global} ;
- Simulação 3: Variar a temperatura de saída da água para uma temperatura fixa de entrada da água, diferença de temperatura nos trocadores de calor e comprimento L obtendo como resultado o COP_{global} .

Além disso, para todas as simulações serão obtidos como resultados as variações dos valores do COP da bomba calor, calor trocado no condensador e evaporador, trabalho no compressor, pressão sucção do compressor e pressão de condensação, eficiência volumétrica e global, fluxo mássico do fluido refrigerante e da água, entalpias nos pontos 1 a 4 conforme Figura 1 e temperaturas de condensação, temperatura no ponto 2 e 3 e temperatura de saída no condensador.

2.3.1. Simulação 1: Variando a diferença de temperatura nos trocadores de calor

Assim como as demais, a Simulação 1 (Figura 2) baseia-se em cálculos termodinâmicos e de transferência de calor para, neste caso, determinar o comprimento total (L_{cond}) do condensador necessário para cumprir as condições de operação.

O processo de simulação envolve o cálculo iterativo das propriedades termodinâmicas (biblioteca CoolProp) e do desempenho do sistema. Adicionalmente, são implementadas funções para calcular os coeficientes de transferência de calor, tanto em regime monofásico quanto em regime de condensação, utilizando correlações empíricas como a correlação de Gnielinski (Incropera, 2003), para o fluido monofásico e correlação de Shah (Shah, 2016), para fluido bifásico. São consideradas a eficiência volumétrica e global do compressor, bem como as perdas de carga no sistema de água, utilizando a equação de Colebrook para calcular o fator de atrito nas tubulações. Especificadamente, a Simulação 1 é estruturada em um loop principal que varia a temperatura de condensação (ΔT_{TC}).

Balanco energético é utilizado para ajustar iterativamente o comprimento do condensador, garantindo que a energia transferida seja compatível com o comprimento calculado e o coeficiente global de transferência de calor (UA).

Por fim, para validação do comprimento final e cálculo do erro, utiliza-se o método *Effectiveness-NTU*. Neste método o erro é dado pelo comparativo dos valores das efetividades obtidas por dois diferentes meios: parâmetros termodinâmicos (Equação 11) e parâmetros geométricos (Equação 12). A cada iteração é adicionado 0.1 metros ao comprimento total do CTC. O valor final se dá quando o erro atinge a faixa pré-definida.

$$\varepsilon = Q_{\text{cond}} / Q_{\text{max}} \quad (11)$$

Onde Q_{cond} e Q_{max} são, em W, as taxas de transferência de calor no condensador e de transferência de calor máxima no condensador, respectivamente.

$$\varepsilon = f(\text{NTU}, C_{\text{min}} / C_{\text{max}}) \quad (12)$$

Onde:

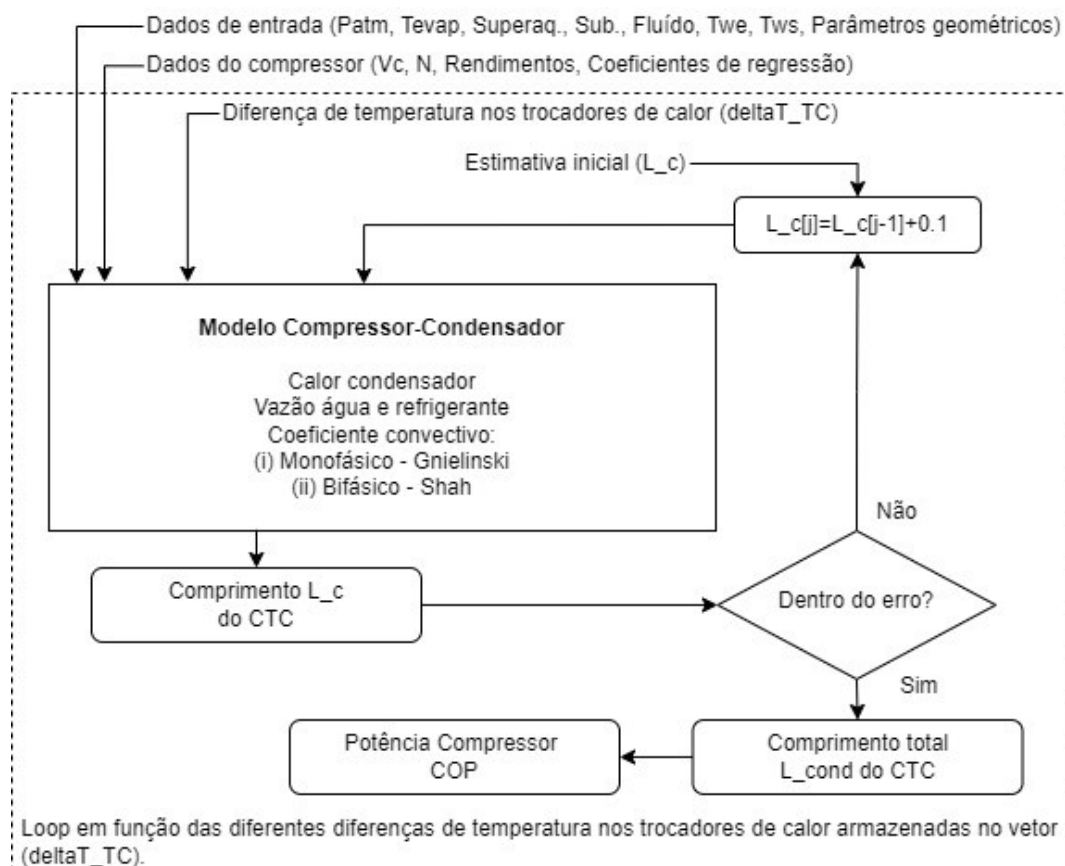
C_{max} : valor máximo obtido no comparativo entre a capacidade térmica do fluido refrigerante e da água em W/K;

C_{min} : valor mínimo obtido no comparativo entre a capacidade térmica do fluido refrigerante e da água em W/K;

NTU: número de unidades de transferência de calor.

Como resultado principal desta análise é calculado em metros o comprimento total (L_{cond}) do CTC. Valor que será utilizado como um dos inputs principais das Simulações 2 e 3. Para obtenção de tal valor, as simulações foram executadas com os dois diferentes grupos de tubos escolhidos operando em diferentes temperaturas de entrada de água. O procedimento aqui descrito está representado na Figura 2.

FIGURA 2. Fluxograma para estratégia de simulação 1.

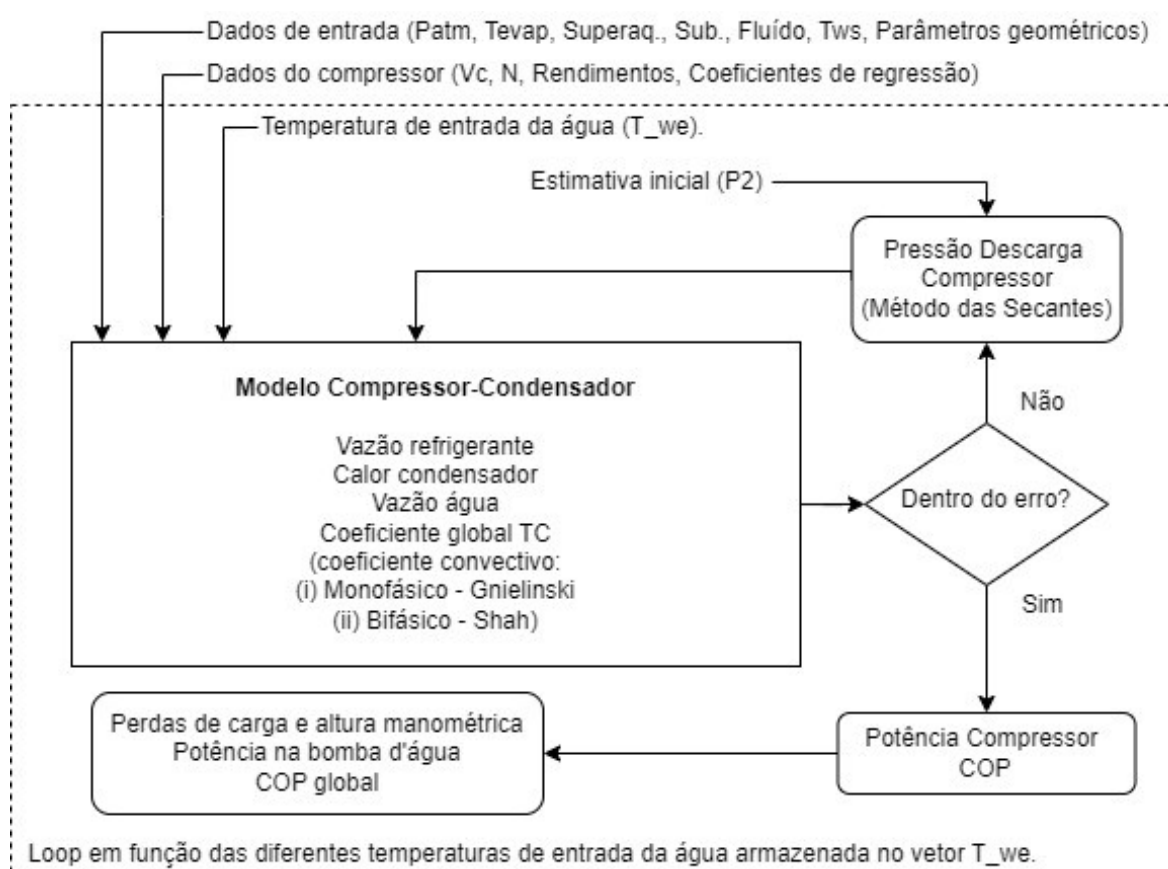


Fonte: Autor, 2024.

2.3.2. Simulação 2: Variando a temperatura de entrada da água

Na simulação 2, como principal valor a ser variado para análise, são armazenados diferentes valores de temperaturas de entrada da água no condensador no vetor T_{we} . A partir destes valores, dos dados de entrada, dados do compressor escolhido e do valor do comprimento total do CTC obtido na Simulação 1, são obtidos os resultados principais do código seguindo as variações da temperatura de entrada da água. O fluxograma para estratégia de Simulação 2 realizada em linguagem de programação Python pode ser identificado na Figura 3.

FIGURA 3. Fluxograma para estratégia de simulação 2.



Fonte: Autor, 2024.

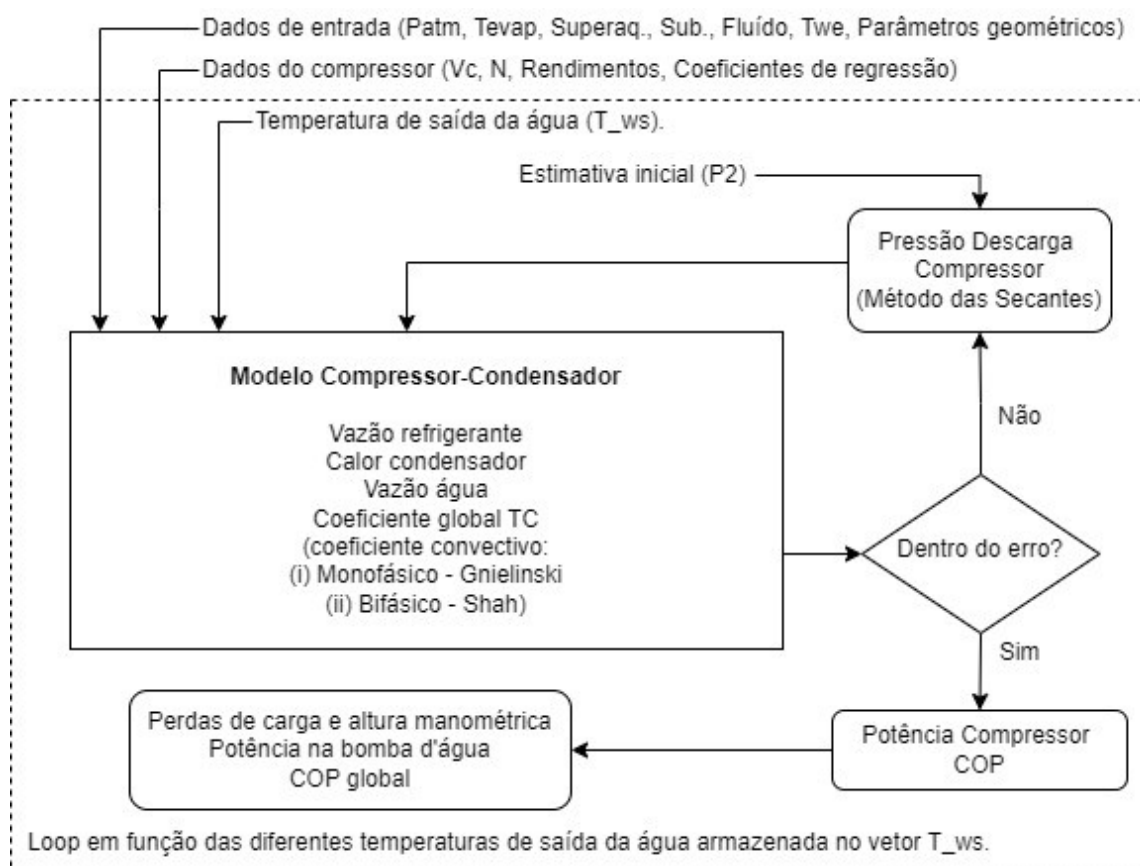
Apesar de similar a Simulação 1, a Simulação 2 se difere pelo dado de entrada variável e pelo valor recalculado a cada iteração durante a obtenção do erro. Neste caso, o erro entre as diferentes efetividades calculadas é reduzido ajustando a pressão de condensação, para acelerar a convergência o método das secantes é utilizado.

Como resultado principal desta análise é calculado o Coeficiente de Desempenho global do sistema (COP_{global}) uma vez que são determinadas a potência consumida pelo compressor, a transferência de calor no condensador e a potência consumida pela bomba de água.

2.3.3. Simulação 3: Variando a temperatura de saída da água

Operando similarmente ao código utilizado na Simulação 2, a Simulação 3 se difere principalmente na mudança do valor variável. Os valores de entrada referentes ao compressor, propriedades básicas como fluido refrigerante, parâmetros geométricos, dentre outros, são mantidos, porém, agora são inseridos na simulação diferentes valores de temperatura de saída da água para um valor fixo da temperatura de entrada de água, este igual a temperatura ambiente. Esta mudança é descrita na Figura 4, assim como o fluxograma de funcionamento do código.

FIGURA 4. Fluxograma para estratégia de simulação 3.



Fonte: Autor, 2024.

Como resultado principal desta análise é calculado o Coeficiente de Desempenho global do sistema (COP_{global}) uma vez que são determinadas a potência consumida pelo compressor, a transferência de calor no condensador e a potência consumida pela bomba de água.

Os resultados tanto deste código quanto nos demais citados anteriormente são salvos automaticamente em Excel permitindo uma análise ampla do funcionamento do sistema e elaboração dos gráficos exibidos na seção de Resultados.

2.3.4. Condições de simulação

Conforme Tabela 1, foram definidos dois grupos de diâmetros comerciais de cobre a serem utilizados no CTC. Ambos com parede de espessura igual a 0,79 mm.

TABELA 1. Grupo D1 e D2 de diâmetros escolhidos para o CTC.

Grupo	Diâmetro externo do tubo externo (D_{ee})	Diâmetro externo do tubo interno (D_{ei})
Grupo D1	15,87	6,35
Grupo D2	19,05	12,7

Fonte: Shockmetais (adaptado).

Os principais inputs a serem utilizados no desenvolvimento da BCSI são relacionados na Tabela 2.

TABELA 2. Parâmetros utilizados inicialmente.

Parâmetro de entrada	Sigla	Valor
Fluido refrigerante	Fluid	R134a
Grau de superaquecimento	ΔT_{sup}	7 °C
Grau de subresfriamento	ΔT_{sub}	5 °C
Pressão atmosférica	P_{atm}	101325 Pa
Aceleração da gravidade	g	9,81 m/s ²
Condutividade térmica do cobre	k_C	396 W/(m.K)
Diferença de temperatura no trocador de calor	ΔT_{TC}	12
Temperatura de evaporação	T_{evap}	10 K
Rugosidade da tubulação de cobre (Pipeflow)	e_{cobre}	0,0023 mm
Rugosidade do PVC (Pipeflow)	e_{PVC}	0,0015 mm
Comprimento da linha de água entre condensador e reservatório	L	3 m
Fator k para curvas de 90° (CARVALHO, 1986)	$K_{curva90}$	0,4
Fator k para válvula esfera totalmente aberta (CRANE, 1986)	$K_{válv.esfera}$	0,081

Fonte: Autor, 2024.

Os dados relacionados ao compressor EMBRACO FFC110HBX são relacionados na Tabela 3.

TABELA 3. Dados do compressor EMBRACO FFC110HBX.

Parâmetro de entrada	Sigla	Valor
Rotações por segundo do compressor	N	60 rps
Deslocamento volumétrico do compressor	V_c	$9,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$
Coeficientes utilizados para cálculo da eficiência volumétrica e global do compressor.	C_1	0,8961
	C_2	-0,0165
Valores obtidos por meio de regressão linear conforme curva de performance do compressor disponibilizada pela EMBRACO.	C_3	0,4610
	C_4	0,0187
	C_5	-0,0011

Fonte: EMBRACO, compressor FFC110HBX (adaptado).

3. RESULTADOS

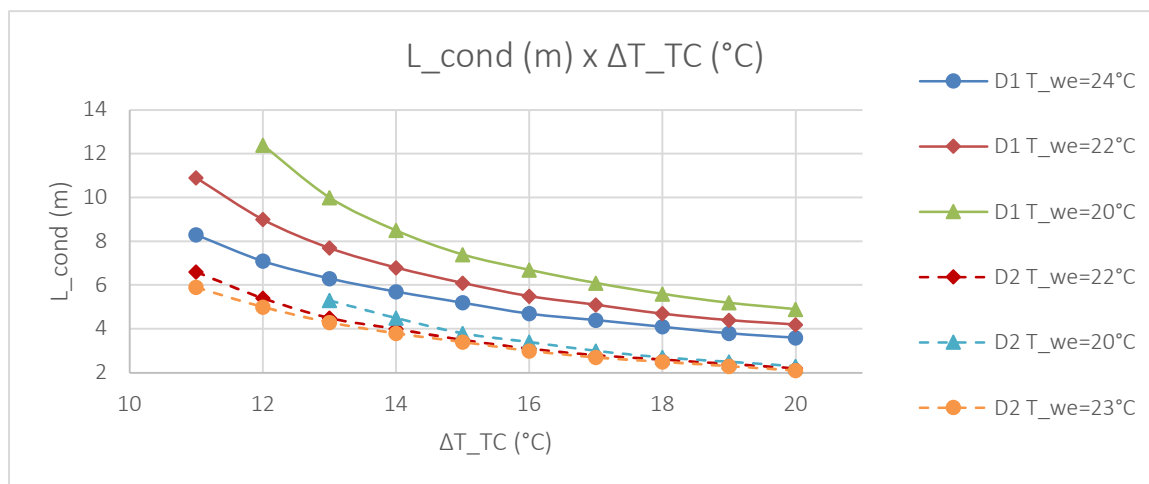
A partir dos resultados da simulação 1 (Figura 5) foram definidos os comprimentos L_{cond} do CTC para os grupos de tubulações de cobre 1 e 2 escolhidos. Neste gráfico foram geradas as variações dos valores do comprimento total para diferentes valores de diferenças de temperatura entre os trocadores de calor (ΔT_{TC}). Para cada curva do gráfico foram definidas diferentes temperaturas de entrada da água para cada tubulação escolhida. Devido às limitações de cálculo para alguns pontos não foi possível a execução do código.

Percebe-se que temos menores comprimentos totais para maiores variações da diferença de temperatura entre os trocadores de calor. Além disso, quanto maior a temperatura de entrada da água, foram obtidos menores comprimentos totais para todos os casos. Por fim, verifica-se que comprimentos menores foram exigidos para as tubulações do Grupo D2 quando comparadas ao Grupo D1. Importante ressaltar também que um aumento da diferença de temperatura entre os trocadores de calor leva a redução do coeficiente de performance.

Dessa forma, com base na Figura 5, para o Grupo 1 de diâmetro foram escolhidos comprimentos com base na tendencia dos valores obtidos. Inicialmente definidos em 5, 7 e 9 metros devido as faixas de abrangência e, devido a disponibilidade comercial, foi escolhido comprimento de 6 metros também foi escolhido para simulação.

Para o Grupo 2, avaliando a tendencia dos valores obtidos, foram escolhidos 3,5, 4, 4,5 e 5 metros de comprimento.

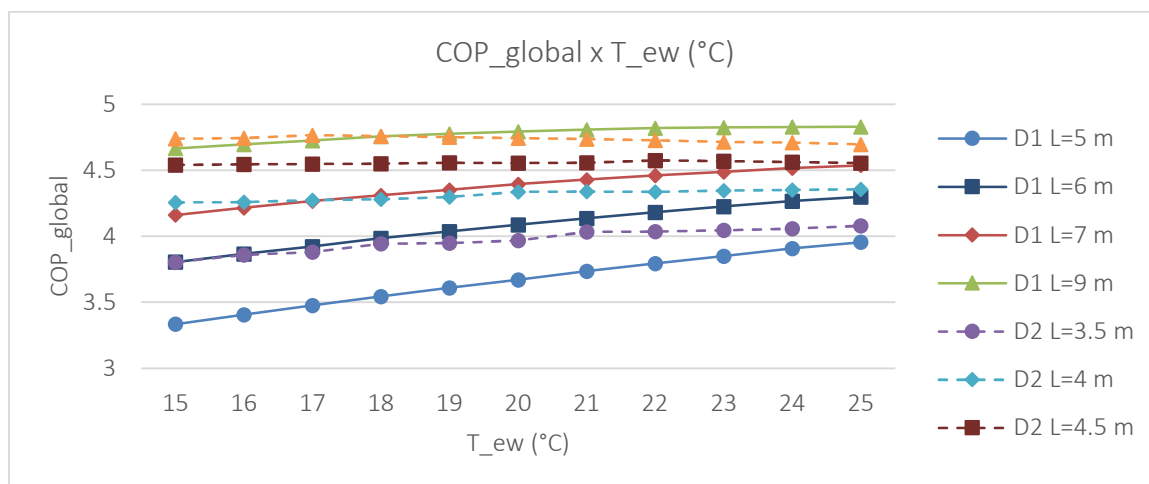
FIGURA 5. Variação do comprimento L_{cond} em função da variação da diferença de temperatura entre os trocadores de calor.



Fonte: Autor, 2024.

Com valores de L_{cond} definidos, os códigos das simulações 2 e 3 foram executados afim de comparar os coeficientes globais de performance (COP_{global}) para diferentes temperaturas de entrada de água (Figuras 6, 7 e 8) e diferentes temperaturas de saída de água (Figuras 9, 10 e 11).

FIGURA 6. Variação do COP_{global} em função da variação da temperatura de entrada da água.

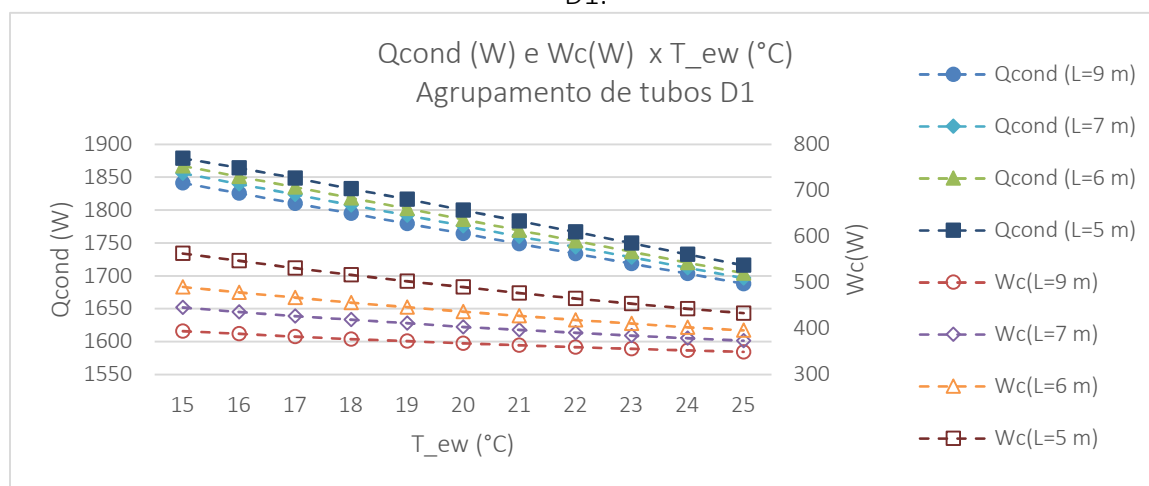


Fonte: Autor, 2024.

No gráfico obtido na Figura 6 foram geradas as variações do COP_{global} para diferentes valores de temperatura de entrada da água (T_{ew}). Para cada curva do gráfico foram utilizados diferentes valores de L_{cond} para cada tubulação escolhida.

Percebe-se maiores valores do COP_{global} para tubulações maiores em ambos os grupos de tubulações escolhidas. Verifica-se também um aumento do COP_{global} conforme o aumento da temperatura de entrada da água. Além disso, identifica-se um maior COP para o Grupo D2 de tubulações quando comparadas a curvas obtidas para o mesmo L_{cond} igual a 5 metros.

FIGURA 7. Variação da taxa de transferência de calor no condensador e da potência consumida no compressor pela variação da temperatura de entrada da água para o Grupo D1.



Fonte: Autor, 2024.

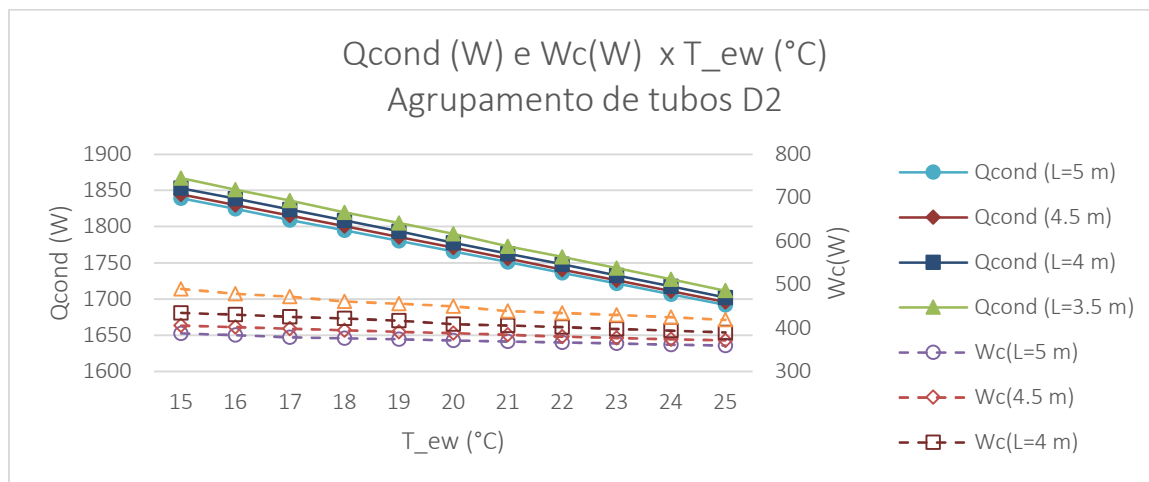
Nos gráficos obtidos nas Figuras 7 e 8 foram geradas as variações da taxa de transferência de calor no condensador (Q_{cond}) e potência consumida pelo compressor (W_c) para os agrupamentos de tubos D1 (Figura 7) e D2 (Figura 8) para diferentes valores de temperatura de entrada da água (T_{ew}). Para cada curva do gráfico foram utilizados diferentes valores de L_{cond} .

Em ambas análises percebe-se a redução tanto de Q_{cond} quanto de W_c conforme o aumento da temperatura de entrada da água. Entretanto, há uma inclinação mais acentuada na curva da taxa de transferência de calor no condensador. Observa-se que, quanto menor o comprimento total do CTC, maior a taxa de transferência de calor no condensador e maior a potência consumida pelo compressor.

Comparando os gráficos das Figuras 7 e 8, percebe-se que para o mesmo comprimento total do CTC, o agrupamento D2 demanda uma menor potência consumida pelo compressor e uma menor taxa de transferência de calor no condensador quando comparado ao agrupamento D1.

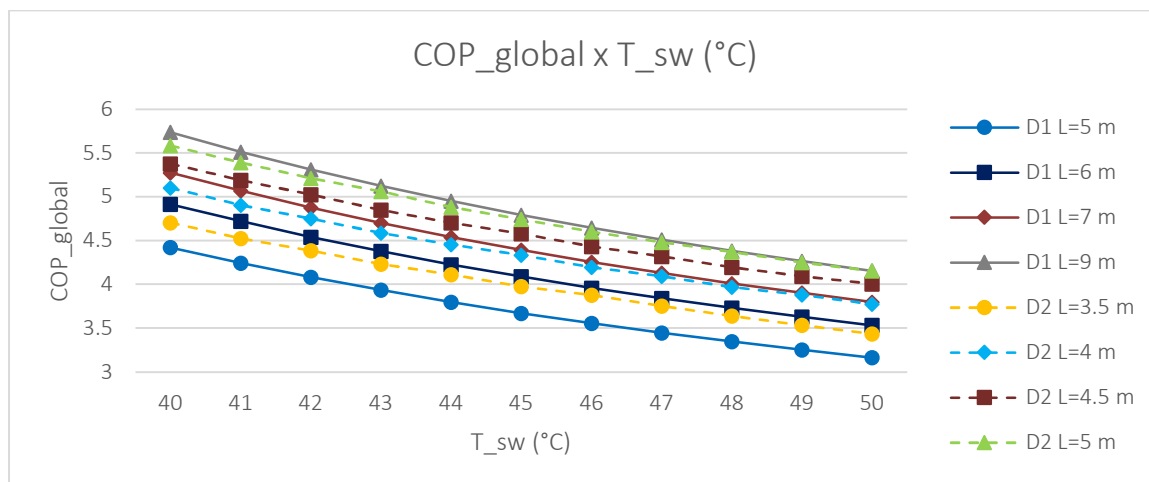
No gráfico obtido na Figura 9 foram geradas as variações do COP_{global} para diferentes valores de temperatura de saída da água (T_{sw}). Para cada curva do gráfico foram utilizados diferentes valores de L_{cond} para cada tubulação escolhida.

FIGURA 8. Variação da taxa de transferência de calor no condensador e da potência consumida no compressor em função da variação da temperatura de entrada da água para o Grupo D2 de tubos selecionados.



Fonte: Autor, 2024.

FIGURA 9. Variação do COP_{global} em função da variação da temperatura de saída da água.



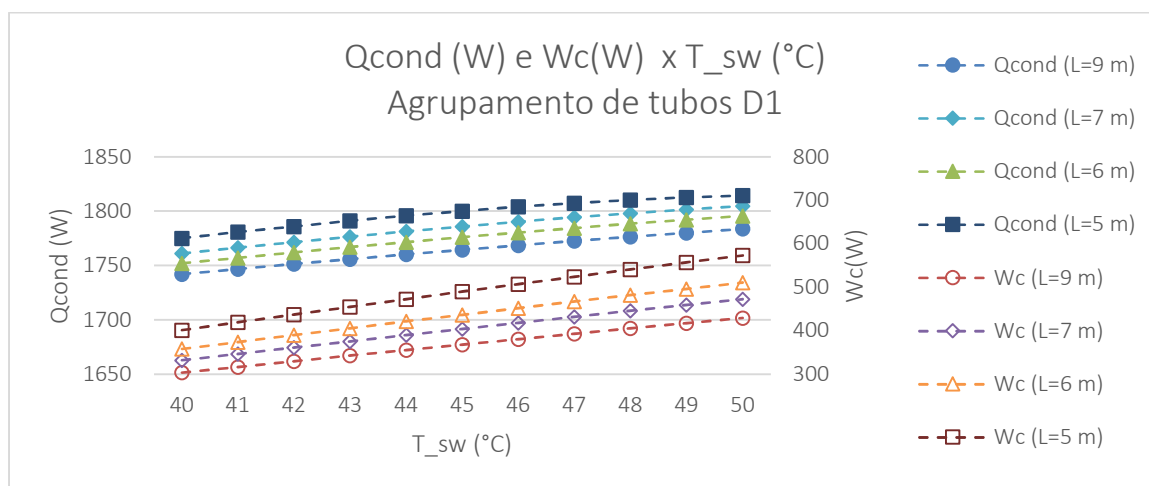
Fonte: Autor, 2024.

Percebe-se maiores valores do COP_{global} para tubulações maiores em ambos os grupos de tubulações escolhidas. Verifica-se também uma redução do COP_{global} conforme o aumento da temperatura de saída da água. Além disso, identifica-se um maior COP como na análise da temperatura de entrada da água, para o Grupo D2 de tubulações quando comparadas a curvas obtidas para o mesmo L_{cond} igual a 5 metros.

Nos gráficos obtidos nas Figuras 10 e 11 foram geradas as variações da taxa de transferência de calor no condensador e potência consumida pelo compressor para os agrupamentos de tubos D1

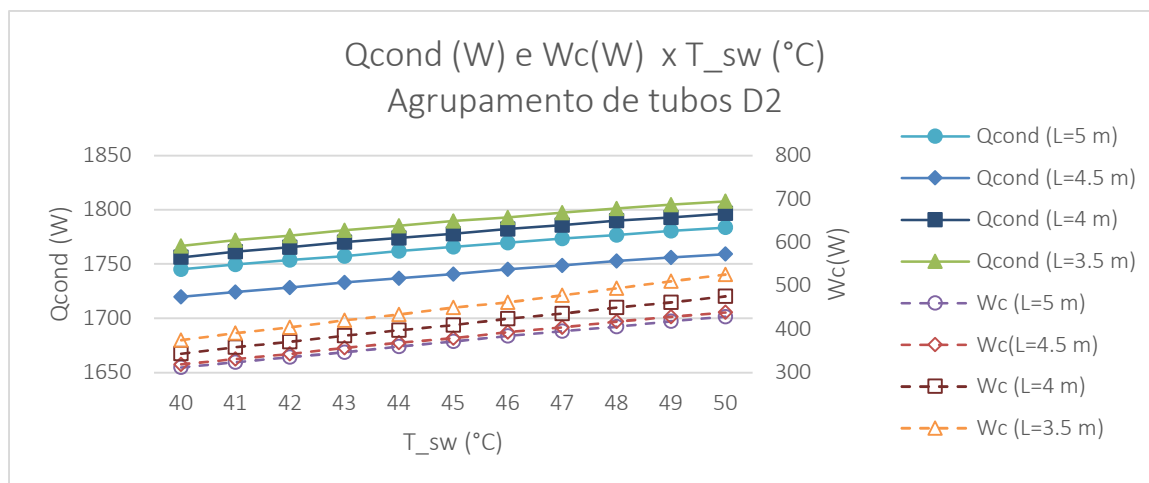
(Figura 10) e D2 (Figura 11) para diferentes valores de temperatura de saída da água (T_{sw}). Para cada curva do gráfico foram utilizados os diferentes valores de L_{cond} .

FIGURA 10. Variação da taxa de transferência de calor no condensador e da potência consumida no compressor em função da variação da temperatura de saída da água para o Grupo D1.



Fonte: Autor, 2024.

FIGURA 11. Variação da taxa de transferência de calor no condensador e da potência consumida no compressor em função da variação da temperatura de saída da água para o Grupo D2.



Fonte: Autor, 2024.

Em ambas análises percebe-se o aumento tanto de Q_{cond} quanto de W_c conforme o aumento da temperatura de saída da água. Além disso, em ambos grupos de tubulações, quanto menor o comprimento total do CTC, maior a taxa de transferência de calor no condensador e maior a potência consumida pelo compressor.

Comparando os gráficos das Figuras 10 e 11, percebe-se que para o mesmo comprimento total do CTC, o agrupamento D2 demanda uma menor potência consumida pelo compressor e uma menor taxa de transferência de calor no condensador quando comparado ao agrupamento D1.

4. CONCLUSÕES

No presente trabalho, tendo em vista o objetivo de avaliar o dimensionamento de um condensador para uma bomba de calor assistida por energia solar do tipo indireta, foram realizadas simulações referentes aos efeitos da variação da diferença de temperatura entre o fluido e a água, bem como as temperaturas de entrada e saída da água. Conclui-se então que:

- Observa-se um maior COP para o Grupo D2 de tubulações para o mesmo comprimento total do condensador;
- Comprimentos menores foram exigidos para as tubulações do Grupo D2 quando comparadas ao Grupo D1;
- Para o mesmo comprimento total do condensador de tubos concêntricos, o agrupamento D2 demanda uma menor potência consumida pelo compressor e uma menor taxa de transferência de calor no condensador quando comparado ao agrupamento D1.

Além disso, com base nos resultados obtidos e conclusões aqui descritas, opta-se como geometria do condensador de tubos concêntricos o agrupamento de tubulações D2 com um comprimento total igual a 5 metros.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15569 - Sistema de aquecimento solar de água em circuito direto — Requisitos de projeto e instalação. Rio de Janeiro, ABNT, 2020.
- CARVALHO, Djalma Francisco. Instalações Elevatórias. Bombas. 6. ed. Belo Horizonte: Fumarc, 1999.
- CRANE CO. Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe. Technical Paper No. 410, 1982
- DUARTE, Willian M. et al. Viabilidade de uma bomba de calor híbrida solar-geotérmica para produção de água quente doméstica em climas quentes. International Journal of Refrigeration, v. 124, p. 184-196, 2021. ISSN 0140-7007. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720305168>. Acesso em: 03 set. 2023.

EMBRACO. Compressor FFC110HBX. Disponível em: https://products.embraco.com/pt-BR/compressor/FFC110HBX/513202013?kit_number=1&standard=ASHRAE&test_application=HBP&refrigerant=R-134a&compressor_speed=3600. Acesso em: 27 jun. 2024.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transferência de calor. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

LI, Jinping et al. Technical and economic performance study on winter heating system of air source heat pump assisted solar evacuated tube water heater. Applied Thermal Engineering, v. 221, 2023. 119851. ISSN 1359-4311. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119851>. Acesso em: 18 jun. 2024.

PIPEFLOW. Pipe Pressure Drop Calculations - Pipe Roughness. Disponível em: <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-roughness>. Acesso em: 27 jun. 2024.

REIS, Roberts Vinicius de Melo. Análise experimental comparativa entre uma bomba de calor e uma resistência elétrica como dispositivo de apoio de energia para um aquecedor solar de água. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, UFMG, 2012. Disponível em: <http://hdl.handle.net/1843/BUOS-8YHPE2>. Acesso em: 27 de outubro de 2023.

SHAH, Mirza M. Comprehensive correlations for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations. International journal of refrigeration, v. 67, p. 22-41, 2016.

SHOCK METAIS. Tabelas de medidas, pesos e informações técnicas. Disponível em: < <https://shockmetais.com.br/tabelas/cobre/tubo-rl-refrig> >. Acesso em: 27 junho 2024.

WANG, Zhangyuan. et al. Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 72, p. 871-881, 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032117301351>. Acesso em: 03 set. 2023.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este trabalho.