

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS -
CAMPUS ARCOS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LEONARDO SIMÕES NASCIMENTO

**DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA COMPARAÇÃO DA
EFETIVIDADE DE UNIDADES CONDENSADORAS ATRAVÉS DO MÉTODO NTU
DE TROCADORES DE CALOR**

LEONARDO SIMÕES NASCIMENTO

**DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA COMPARAÇÃO DA
EFETIVIDADE DE UNIDADES CONDENSADORAS ATRAVÉS DO MÉTODO NTU
DE TROCADORES DE CALOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do *Campus* Arcos do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (IFMG), como requisito parcial para aprovação na disciplina Trabalho Acadêmico Integrador X e obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior

Arcos
2021

N244d Nascimento, Leonardo Simões.

Desenvolvimento de um algoritmo para comparação da efetividade de unidades condensadoras através do método NTU de trocadores de calor / Leonardo Simões Nascimento.– 2021.

31f.: il.

Orientador: Dr. Francisco de Sousa Júnior.

Trabalho de Conclusão de Curso (bacharelado) – Instituto Federal Minas Gerais. *Campus* Avançado Arcos, 2021.

1. Efetividade. 2. Fluido. 3. Método. I. Nascimento, Leonardo Simões. II. Instituto Federal de Minas Gerais *Campus* Avançado Arcos. III. Título.

CDD 621.39

Catálogo: Rejane Valéria Santos - CRB-6/2907



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS
Campus Avançado Arcos
Direção Geral
Diretoria de Ensino
Departamento de Engenharia
Av. Juscelino Kubitschek, 485 - Bairro Brasília - CEP 35588000 - Arcos - MG
3733515173 - www.ifmg.edu.br

**Ata de Defesa de Trabalho de Conclusão de Curso do Curso
de Bacharelado em Engenharia Mecânica do IFMG - Arcos,
realizada em 07 de julho de 2021**

Aos **sete dias de julho de dois mil e vinte e um**, às 14 horas, se reuniu virtualmente a banca composta pelo Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior (orientador), Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos; Prof. Dr. Ricardo Carrasco Carpio, Instituto Federal de Minas Gerias – Campus Arcos e o Prof. Dr. Rogério José da Silva, Universidade Federal de Itajubá; para avaliar o trabalho intitulado “**DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA COMPARAÇÃO DA EFETIVIDADE DE UNIDADES CONDENSADORAS ATRAVÉS DO MÉTODO NTU DE TROCADORES DE CALOR**”, apresentado pelo aluno Leonardo Simões Nascimento, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Engenheiro Mecânico. Após apresentação e arguição, emitiu-se o parecer “**APROVADO**”, sendo a verificação das modificações sugeridas de responsabilidade do orientador. Para fins de registro na disciplina Trabalho Acadêmico Integrador X, a banca avaliadora emite, em consenso, o conceito final **97,0**. Nada mais havendo a tratar a defesa foi encerrada às 15:05 e eu, Francisco de Sousa Júnior, lavrei a presente ata que, após lida e aprovada, foi assinada por todos os avaliadores.

Arcos, 07 de julho de 2021.



Documento assinado eletronicamente por **Francisco de Sousa Junior, Professor**, em 07/07/2021, às 15:38, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Carrasco Carpio, Professor**, em 07/07/2021, às 15:41, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **ROGERIO JOSE DA SILVA, Usuário Externo**, em 07/07/2021, às 16:03, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida no site <https://sei.ifmg.edu.br/consultadocs> informando o código verificador **0890260** e o código CRC **4218C732**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família pelo apoio constante durante toda esta jornada.

Ao professor e orientador Francisco Júnior, por sua disponibilidade e contribuição no desenvolvimento do trabalho.

Ao meu amigo Felipe Lopes, por me fazer aperfeiçoar a inteligência lógico-matemática em mim adormecida.

MUITO OBRIGADO.

RESUMO

Algoritmos são códigos programáveis que visam encontrar uma ou mais respostas para problemas em que o cálculo analítico não é praticável. Posto isto, esse trabalho consiste na criação de um algoritmo para comparar a efetividade de unidades condensadoras operando com diferentes fluidos refrigerantes. Os fluidos R-134a, R-290 e R-404a foram comparados operando em uma unidade condensadora através da aplicação do método NTU para trocadores de calor. Os resultados mostraram que o fluido R-290 possui menor sensibilidade à variação da temperatura ambiente e aos parâmetros dimensionais da unidade condensadora. O método da Bisseção foi aplicado para encontrar a raiz da equação desenvolvida, à qual calcula a capacidade calorífica do ar para transferência de calor. Para validação dos resultados, foi utilizado os métodos da Falsa Posição, Pégaso, e a função fzero. Os quatro métodos apresentaram uma variação menor que 1% na efetividade da unidade condensadora. Comparado ao método da Falsa Posição, Pégaso, e a função fzero, o método da Bisseção teve o menor tempo de processamento.

Palavras-chave: Efetividade. Fluido. Método.

ABSTRACT

Algorithms are programmable codes that aim to find one or more answers to problems where analytical calculus are not practicable. That said, this paper consists of creating an algorithm to compare the effectiveness of condensing units operating with different refrigerant fluids. R-134a, R-290 and R-404a fluids were compared operating in a condensing unit by applying the NTU method to heat exchangers. The results induced that the R-290 fluid has less sensitivity to the variation of ambient temperature and to the dimensional parameters of the condenser unit. The Bisection method was used to find the root of the developed equation, which calculates the heat capacity of air for heat transfer. To validate the results, the False Position, Pegasus, and fzero function methods were used. The four methods provided less than 1% variation in the effectiveness of the condenser unit. Compared to Pegasus, False Position and the fzero function, the Bisection method had the shortest processing time.

Keywords: Effectiveness. Fluid. Method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ciclo de refrigeração.	12
Figura 2 – Eficiência de aletas.	14
Figura 3 – Dimensões de um banco de tubos escalonados.	15
Figura 4 – Fator de correlação para o número de colunas para a transferência de calor média em bancos de tubos escalonados.	15
Figura 5 – Fluxograma do Algoritmo.	19
Figura 6 – Comparação entre ϵ , COP e NTU	21
Figura 7 – Comparação com N^o de passes igual a 16.	22
Figura 8 – Comparação com N^o de passes igual a 48.	22
Figura 9 – Comparação com a temperatura ambiente.	23
Figura 10 – Capacidade calorífica.	24
Figura 11 – Efetividade.	24
Figura 12 – N^o de iterações.	25
Figura 13 – Tempo de processamento.	25
Figura 14 – Tempo de processamento no Matlab.	26

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Informações da unidade condensadora.	20
Tabela 2 – Dados de performance.	20
Tabela 3 – Resultados.	21
Tabela 4 – Diferença de efetividade.	23
Tabela 5 – Queda da efetividade com a temperatura ambiente.	23
Tabela 6 – Média do tempo de processamento (s).	27
Tabela 7 – Porcentagem acima do método da Bisseção.	27

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Justificativa	11
1.2	Objetivos	11
1.2.1	<i>Objetivo geral</i>	11
1.2.2	<i>Objetivos específicos</i>	11
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1	Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	12
2.2	Unidade condensadora	13
2.2.1	<i>Aletas</i>	14
2.2.2	<i>Número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor</i>	14
2.2.3	<i>Método NTU</i>	16
3	METODOLOGIA	18
3.1	Elaboração do algoritmo	18
3.2	Simulação	20
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	21
5	CONCLUSÃO	28
	Referências	29

1 INTRODUÇÃO

Criados para amenizar os efeitos causados pelos clorofluorcarbonetos (CFCs), os hidrofluorocarbonos (HFCs), com destaque o R-134a, são atualmente os fluidos mais empregados em refrigeradores e condicionadores de ar (TSAI, 2005).

Apesar de não possuir potencial de destruição da camada de ozônio, os HFCs são fluidos com alto GWP (*Global Warming Potential*), e dessa forma, para uma mesma quantidade de massa, estes retêm mais calor do que o próprio CO_2 (VALLERO, 2019).

De acordo com Xu et al. (2013), se os HFCs de alto GWP forem substituídos por fluidos igualmente eficientes e com baixo GWP, se evitará um acréscimo de $0,5^\circ C$ na temperatura do planeta até o final do século XXI.

Há ainda diversos debates internacionais onde existe concordância que os HFCs precisam ser substituídos, já que seu alto GPW acelera o processo de aquecimento global. Assim, os hidrocarbonetos (HCs) – R-290 e R-1270 – são agora foco de estudo no ambiente acadêmico (WU; YANG; HOU, 2012).

Com ODP (*Ozone Depletion Potential*) igual a zero e GWP desprezível, o R-290 e R-1270 são fluidos com propriedades termodinâmicas favoráveis a refrigeração. E através de diversos experimentos, ambos fluidos mostraram desempenho equivalente ou até superior ao hidroclorofluorcarbono (HCFC) R-22 (CALM; DOMANSKI, 2004); (GRANRYD, 2001). Porém, devido a alta inflamabilidade, ambos fluidos são pouco indicados para uso em sistemas residenciais, uma vez que graves acidentes podem ser ocasionados pelo manuseio incorreto na unidade condensadora (CORBERÁN et al., 2008).

Presente na maioria dos *freezers*, o hidrofluorcarboneto R-404a, assim como o R-134a, é um fluido com elevado GWP. E por essa razão, diversos estudos tem sido conduzidos para estudar a possibilidade de substituição do R-404a pelo R-290. Segundo Mastrullo et al. (2014), a substituição do R-404a pelo R-290 já mostra uma redução de 34% no consumo com energia elétrica, afirmando a importância de estudos comparativos entre fluidos para esse tipo de aplicação.

Conhecido como R-744 na área da refrigeração, o CO_2 não é um novo fluido presente nos dispositivos HVAC-R (*Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration*). Seu uso foi abolido por volta dos anos 50, logo após o surgimento dos CFC's, que na época, eram mais eficientes do que o R-744 (BENSAFI; THONON, 2007). Os avanços tecnológicos acabaram propiciando o desenvolvimento de dispositivos refrigeradores mais eficientes, em contrapartida, a aceleração dos processos industriais – para atender a grande demanda humana – acabaram por acelerar o processo de aquecimento do planeta. Partículas de poeira antes consideradas apenas como problemas urbanos, agora são transportadas em plumas transoceânicas de nuvens marrons atmosféricas (*Atmospheric Brown Clouds - ABCs*), absorvendo e refletindo a luz solar, e assim, retardando o ciclo hidrológico. Por sua vez, o carbono negro e alguns compostos orgânicos absorvem a radiação solar, elevando a temperatura da atmosfera (RAMANATHAN; FENG,

2009).

1.1 Justificativa

Segundo os dados do Balanço Energético Nacional de 2020, cerca de 26,1% do consumo de energia elétrica no Brasil pertence ao setor residencial. Comparado ao ano de 2010, houve um aumento de 11,49% nesse consumo. Mantendo a mesma proporção, pode-se prever um aumento no consumo de aproximadamente 34,48% no ano de 2050 (PESQUISA ENERGÉTICA, 2020).

Com a previsão do aumento da população mundial estimado em 9,7 bilhões de pessoas até 2050 e, com a elevação da temperatura do planeta devido ao aquecimento global, haverá um intenso consumo de energia elétrica pelo uso dos refrigeradores e condicionadores de ar (DESA, 2019); (WEART, 2008).

Com base nos dados, o uso de fluidos refrigerantes com baixo ou nenhum GWP e ODP é uma estratégia que pode contribuir para mitigar este problema. E o uso de um algoritmo para comparar fluidos em uma unidade condensadora, visa facilitar a análise dos parâmetros de eficiência.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O presente trabalho consiste no desenvolvimento de um algoritmo para comparação da efetividade de unidades condensadoras operando com diferentes fluidos refrigerantes. Para análise do algoritmo, propõe-se a simulação dos fluidos R-134a, R-290, e R-404a em uma unidade com os mesmos parâmetros dimensionais.

1.2.2 Objetivos específicos

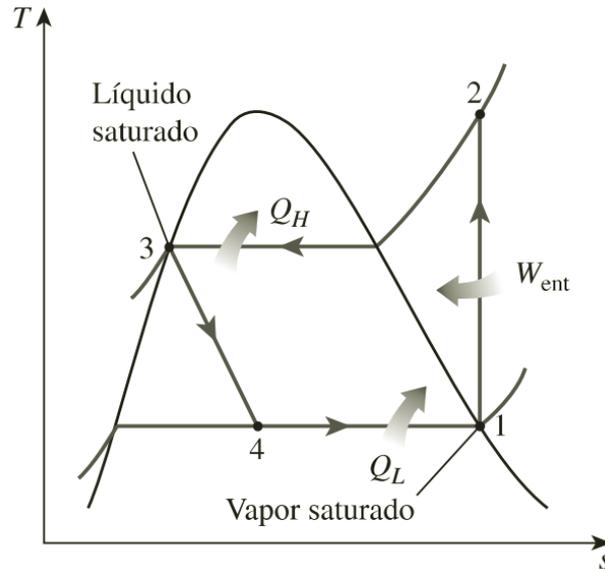
1. Desenvolver um algoritmo que simula um ciclo de refrigeração por compressão de vapor;
2. Simular e comparar os fluidos R-134a, R-290 e R-404a em uma unidade condensadora;
3. Avaliar a efetividade da unidade condensadora para cada fluido.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

A Figura 1 demonstra os quatro processos que constroem o ciclo de refrigeração, e a descrição desses processos vem em sequência (BOLES; ÇENGEL, 2013).

Figura 1 – Ciclo de refrigeração.



Fonte: Boles e Çengel, 2013.

- 1 → 2. Compressão isentrópica: O fluido é comprimido por um compressor – elevando sua pressão e conseqüentemente a temperatura – até se tornar vapor superaquecido.
- 2 → 3. Transferência de calor no condensador: O fluido entra no condensador e realiza uma troca térmica a pressão constante com a vizinhança até chegar ao dispositivo de expansão.
- 3 → 4. Estrangulamento através de um dispositivo de expansão: O fluido entra no tubo capilar como líquido saturado e é estrangulado até a pressão do evaporador, o que causa uma queda brusca na temperatura do fluido.
- 4 → 1. Absorção de calor no evaporador: O fluido entra no evaporador como mistura de líquido-vapor, e através do calor absorvido da vizinhança evapora-se completamente. O fluido então retorna ao compressor fechando o ciclo de refrigeração.

O Q_H é o calor dissipado no condensador, sendo fornecido nos casos não ideais pela soma da capacidade frigorífica (Q_L) e da potência consumida (W_{ent}). Onde o coeficiente de

performance para esses casos é fornecido pela Equação 1.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} \quad (1)$$

Como medida de comparação para o coeficiente de performance, pode-se calcular o COP_{Carnot} pela Equação 2, onde nesse caso o ciclo é reversível hipotético, ou seja, não existe geração de entropia.

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{T_3/T_1 - 1} \quad (2)$$

2.2 Unidade condensadora

Na análise de trocadores de calor, o calor é transferido do fluido interno para a parede interna da tubulação por convecção, em seguida da parede interna para a externa por condução, e por fim, da parede externa para o ambiente por convecção.

Quando o coeficiente de transferência de calor (h) é conhecido, a taxa de transferência de calor por convecção é calculada pela Equação 3.

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

onde A é a área de troca térmica, T_s a temperatura da superfície da tubulação, e T_∞ a temperatura ambiente.

Uma prática comum é combinar todas as resistências térmicas em uma resistência total (R_T), sendo calculada pela Equação 4.

$$R_T = R_i + R_{parede} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

onde k é a condutividade térmica do material da tubulação, L o comprimento da tubulação, h o coeficiente de transferência de calor, A a área, e D o diâmetro da tubulação. Os subscritos i e o indicam interno e externo, respectivamente.

Desta forma, pode-se expressar a taxa de transferência de calor do fluido pela Equação 5, onde a resistência pode ser trabalhada através do coeficiente global de transferência de calor na Equação 6.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A_s \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (5)$$

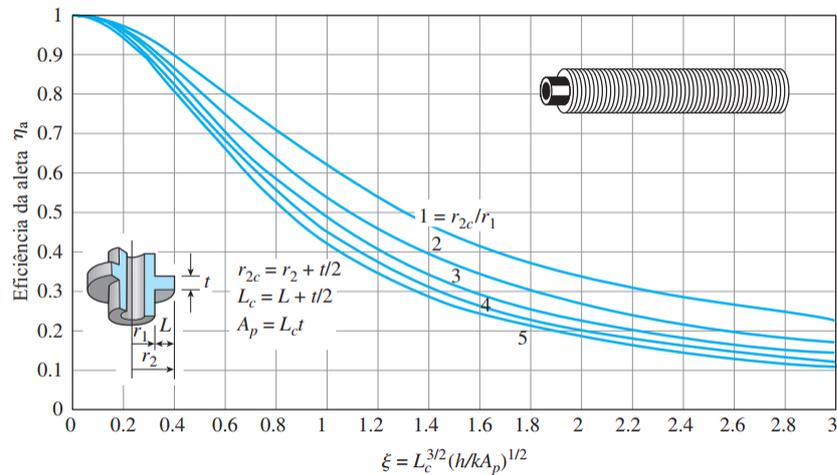
$$R = \frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} \quad (6)$$

onde ΔT é a variação de temperatura, U o coeficiente global de transferência de calor, e os subscritos s , i e o indicam superfície, interno e externo, respectivamente.

2.2.1 Aletas

Quando a tubulação de um trocador de calor é aletada, é preciso analisar qual o perfil da aleta, para em seguida descobrir qual sua capacidade de dissipação de calor. Os casos mais comuns são onde as aletas são tratadas como perfis retangulares (Figura 2).

Figura 2 – Eficiência de aletas.



Fonte: Çengel, 2014.

Conhecido os parâmetros dimensionais das aletas, sua eficiência, e as temperaturas da superfície da tubulação e do ambiente, calcula-se o calor máximo de dissipação da aleta pela Equação 7, e em seguida o calor efetivamente dissipado pela Equação 9.

$$\dot{Q}_{max} = hA_b(T_s - T_\infty) \quad (7)$$

$$A_b = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_e = \eta \dot{Q}_{max} \quad (9)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor do ar, A_b a área da base da aleta (Equação 8), T_s a temperatura da superfície da tubulação, T_∞ a temperatura ambiente, e η a eficiência da aleta.

2.2.2 Número de Nusselt e coeficiente de transferência de calor

O número de *Nusselt* (Nu) é uma grandeza relacionada ao coeficiente de transferência de calor pela Equação 10 (BERGMAN et al., 2011). Segundo Žkauskas (1987), *apud* Kakac, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), o número de *Nusselt* médio para escoamento cruzado sobre cilindros, em casos que o escoamento externo atua sobre um banco de tubos escalonados, pode ser obtido através das Equações 11, 12, 13 ou 14.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (10)$$

$$Nu = 1.04c_n Re^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \text{ para } 1 < Re \leq 500 \quad (11)$$

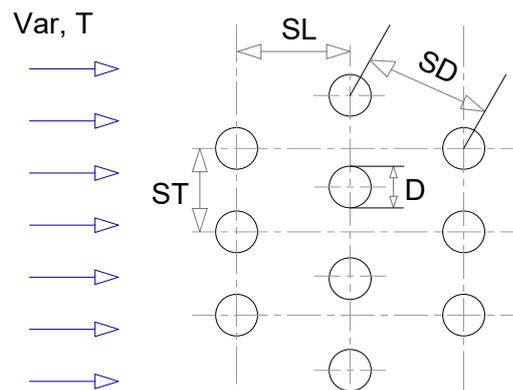
$$Nu = 0.71c_n Re^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} \text{ para } 500 < Re \leq 10^3 \quad (12)$$

$$Nu = 0.35c_n Re^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} (S_T/S_L)^{0.2} \text{ para } 10^3 < Re \leq 2 \cdot 10^5 \quad (13)$$

$$Nu = 0.031c_n Re^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25} (S_T/S_L)^{0.2} \text{ para } 2 \cdot 10^5 < Re \leq 2 \cdot 10^6 \quad (14)$$

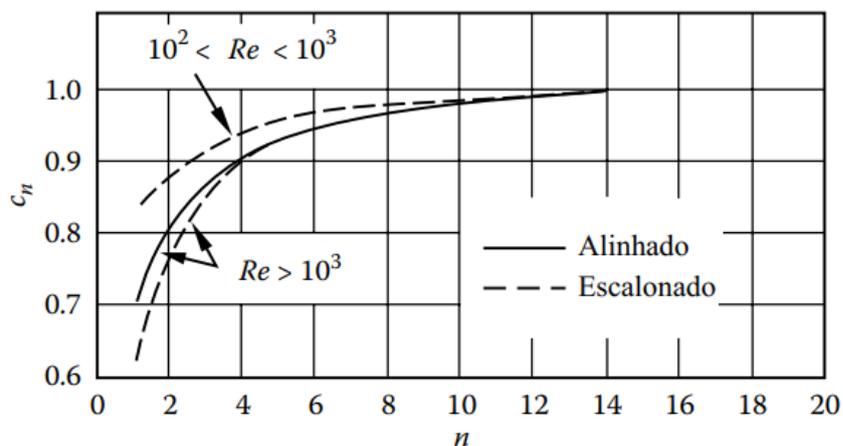
onde Re é o número de Reynolds, Pr o número de Prandtl, Pr_s o número de Prandtl avaliado de acordo a temperatura da superfície da tubulação, S_T e S_L são distâncias entre as tubulações do condensador (Figura 3), e c_n é obtido pela Figura 4.

Figura 3 – Dimensões de um banco de tubos escalonados.



Fonte: O autor, 2021.

Figura 4 – Fator de correlação para o número de colunas para a transferência de calor média em bancos de tubos escalonados.



Fonte: Žkauskas, 1987.

Churchill e Bernstein (1977) propuseram uma correlação (Equação 15) onde a única restrição é que $RePr \geq 0,2$. A vantagem no uso de tal correlação é que a única restrição imposta permite o emprego de uma ampla faixa de números de *Reynolds*.

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{0,5}Pr^{1/3}}{[1 + (\frac{0,4}{Pr})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (15)$$

Proposta por Dittus-Boelter, o número de *Nusselt* para o escoamento forçado que ocorre no interior da tubulação pode ser calculado pela Equação 16 (ÇENGEL, 2014).

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,3} \text{ para } 0,7 \leq Pr \leq 160 \text{ e } Re > 10000 \quad (16)$$

2.2.3 Método NTU

Diferentemente do método LMTD, o qual é utilizado quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são especificadas, o método do número de transferência de unidades (NTU) é utilizado para avaliar o desempenho de um trocador de calor quando as temperaturas de saída dos fluidos não são conhecidas (ÇENGEL, 2014).

Kays (1984) propôs um parâmetro adimensional denominado efetividade da transferência de calor (ϵ), que pode ser calculado pela Equação 17 e 18.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{Real}}{\dot{Q}_{Max}} \quad (17)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (18)$$

O calor real dissipado pode ser determinado pela Equação 19.

$$\dot{Q}_{Real} = C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent}) = C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (19)$$

onde C_f e C_q são as capacidades térmicas dos fluidos frio e quente, respectivamente, e os subscritos f , q , ent e sai , indicam nas temperaturas, frio, quente, entra e sai, respectivamente (ÇENGEL, 2014).

O calor máximo dissipado pode ser calculado pela Equação 20.

$$\dot{Q}_{Max} = C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (20)$$

onde C_{min} indica a menor capacidade calorífica.

Por sua vez, C_{min} pode ser obtido pela relação na Equação 21 ou na Equação 22 (ÇENGEL, 2014).

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (21)$$

Como o número de transferência de unidades é uma medida da área de transferência de calor, este pode ser calculado pela Equação 22 (ÇENGEL, 2014).

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (22)$$

onde A_s é a área de transferência de calor, \dot{m} a vazão mássica, e c_p o calor específico.

3 METODOLOGIA

3.1 Elaboração do algoritmo

O algoritmo foi desenvolvido de modo que o usuário insira o fluido refrigerante, a capacidade frigorífica, a potência consumida do compressor, os diâmetros da tubulação, o diâmetro externo da hélice do ventilador, o comprimento e espessura das aletas, as dimensões entre os tubos e o número de passes.

As temperaturas de operação do compressor são convertidas para Kelvin, de modo que as pressões, entalpias e entropias possam ser obtidas pelo *CoolProp* (BELL et al., 2014). O número de *Nusselt* do fluido refrigerante é calculado pela Equação 16, e o coeficiente de transferência de calor pela Equação 10. O número de *Prandtl* e a condutividade foram avaliados com base na temperatura média e na pressão de alta.

Foi utilizado um método iterativo para calcular a velocidade do ar (v_{ar}) que promoverá a convecção forçada no condensador. Definindo uma vazão inicial, e tendo calculado v_{ar} e o número de *Reynolds* do ar, utiliza-se a Equação 13 para calcular o número de *Nusselt*. Como o condensador possui 32 passes de tubo, o valor de cn na Equação 13 é igual a 1 (Figura 4). A Equação 15 foi utilizada como forma de comparar a veracidade dos valores de *Nusselt*, e a Equação 10 usada para calcular o coeficiente de transferência de calor do ar.

A eficiência das aletas do condensador foi aproximada pela Figura 2, e as Equações 7, 8 e 9 forneceram o calor dissipado por elas. A resistência da aleta, que forma um esquema em paralelo com a resistência R_o foi então calculada através da Equação 5.

As resistências R_i , R_{parede} e R_o foram calculadas pela Equação 4, e o coeficiente global de transferência de calor vezes a área (UA) obtido pela Equação 6.

O fluxo de calor é calculado pela Equação 5. Em seguida, a temperatura da superfície é recalculada pela Equação 5, onde para esse caso, R_T é a soma de R_i e R_{parede} .

Unindo as Equações 17, 18 e 22, substituindo a Equação 20, e sabendo que $\dot{Q}_{Real} = \dot{Q}_H$, foi desenvolvida a Equação 1.

$$1 - e^{\frac{UA}{C_{min}}} = \frac{\dot{Q}_H}{C_{min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (1)$$

Algumas hipóteses foram levantadas a cerca do trocador de calor. A primeira é que $Cr = 0$, o que possibilita o emprego da Equação 18 no desenvolvimento da Equação 1. A segunda é que:

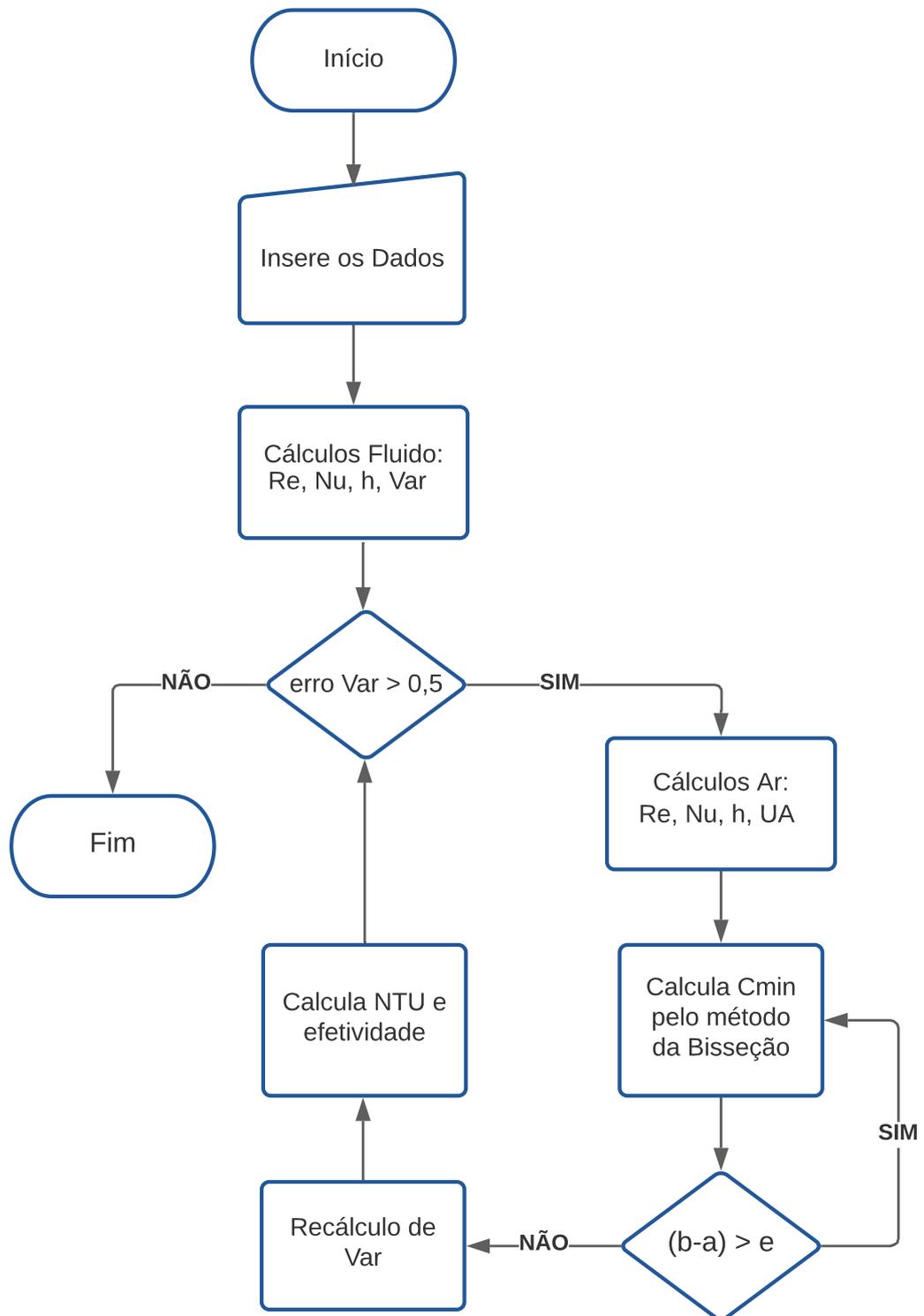
$$C_{min} = C_{ar} = C_{p,ar} \cdot \dot{m}_{ar}$$

onde $C_{p,ar}$ é o calor específico do ar e \dot{m}_{ar} a vazão mássica do ar (BERGMAN et al., 2011).

Através do método da Bisseção, foi realizado um esquema iterativo, onde a distância entre os intervalos que contém a raiz da equação se torna menor que a precisão desejada (RUGGIERO; LOPES, 1997). Ao término da iteração foi obtido o valor de C_{min} na Equação 1. E com cp_{ar} obtido na temperatura ambiente, foram calculados os valores de \dot{m}_{ar} e v_{ar} .

O algoritmo – desenvolvido através da linguagem de programação *Python* – realiza as iterações até que o valor absoluto do erro na v_{ar} seja menor que 0,5. Um fluxograma do funcionamento do algoritmo é representado na Figura 5.

Figura 5 – Fluxograma do Algoritmo.



Fonte: O autor, 2021.

3.2 Simulação

As informações da unidade condensadora utilizada para os cálculos estão dispostas na Tabela 1.

Tabela 1 – Informações da unidade condensadora.

Parâmetro	Valor base
<i>ST</i>	25 mm
<i>D</i>	10 mm
<i>SD</i>	25 mm
<i>SL</i>	43,3 mm
Diâmetro interno	9,0 mm
Comprimento das aletas	7,5 mm
Espessura das aletas	0,5 mm
Diâmetro da hélice	8,0 in
Nº passes	32

Fonte: O autor, 2021.

A simulação foi realizada para temperaturas de evaporação e condensação conforme a norma *ASHRAE*, sendo, respectivamente, iguais a $-23,3^{\circ}C$ e $54,4^{\circ}C$. Os dados de performance para o R-134a, R-290 e R-404a estão dispostos na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados de performance.

Parâmetro	R-134a	R-290	R-404a
Potência consumida	322,2 W	204,7 W	582,2 W
Capacidade frigorífica	295,4 W	174,1 W	695,3 W
COP	1,09	1,18	1,19

Fonte: SECOP (2021a); SECOP (2021b); SECOP (2021c).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados da simulação do algoritmo estão dispostos na Tabela 3. Analisando o coeficiente de transferência de calor dos fluidos percebe-se que o R-290 possui menor capacidade de troca térmica, característica também observada no UA . Utilizando o R-404a, o C_{min} foi maior quando comparado ao R-134a e R-290, o que representa maior capacidade calorífica do ar, característica explicada pela maior velocidade do ar para dissipação do calor no condensador.

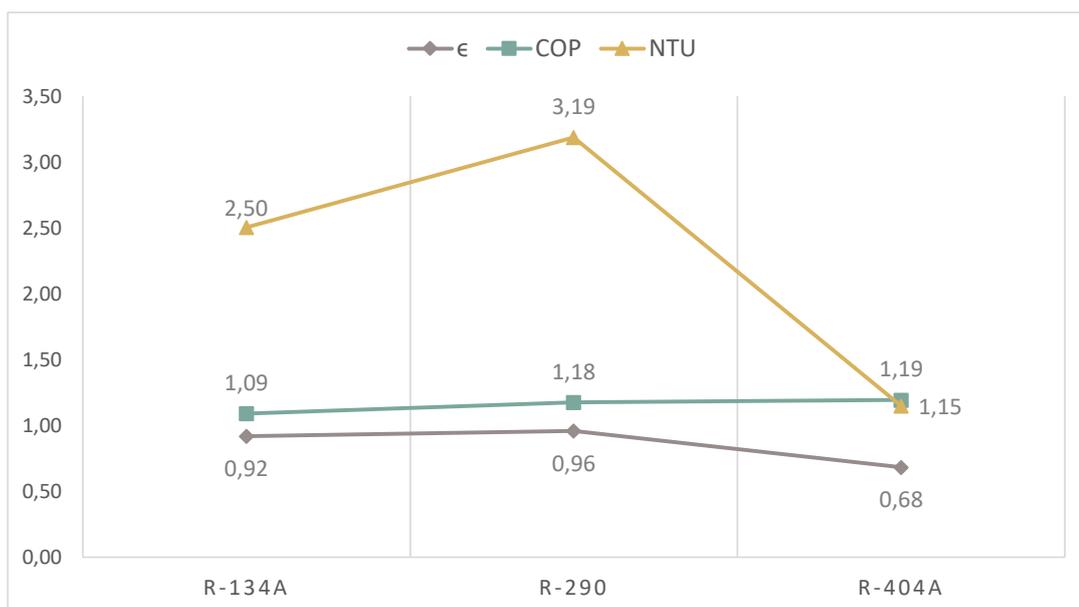
Tabela 3 – Resultados.

Parâmetro	R-134a	R-290	R-404a
$\dot{Q}(W)$	617,6	378,8	1277,5
$V_{ar}(m/s)$	0,18	0,13	0,84
$h_{fluido}(W/m^2K)$	175,1	139,2	517,2
$h_{ar}(W/m^2K)$	24,9	24,6	39,3
UA	21,9	19,1	46,9
$C_{min}(W/k)$	8,76	5,98	40,9

Fonte: O autor, 2021.

O gráfico na Figura 6 mostra a comparação entre a efetividade de troca térmica da unidade condensadora, o COP dos fluidos, e o NTU. Comparando R-134a e R-290, existe um aumento na efetividade, COP e NTU. O mesmo não ocorre para o R-404a, mostrando que apesar de seu COP ser superior ao do R-134a e R-290, o que irá ditar a efetividade da unidade condensadora será a configuração que resulta no menor valor de C_{min} .

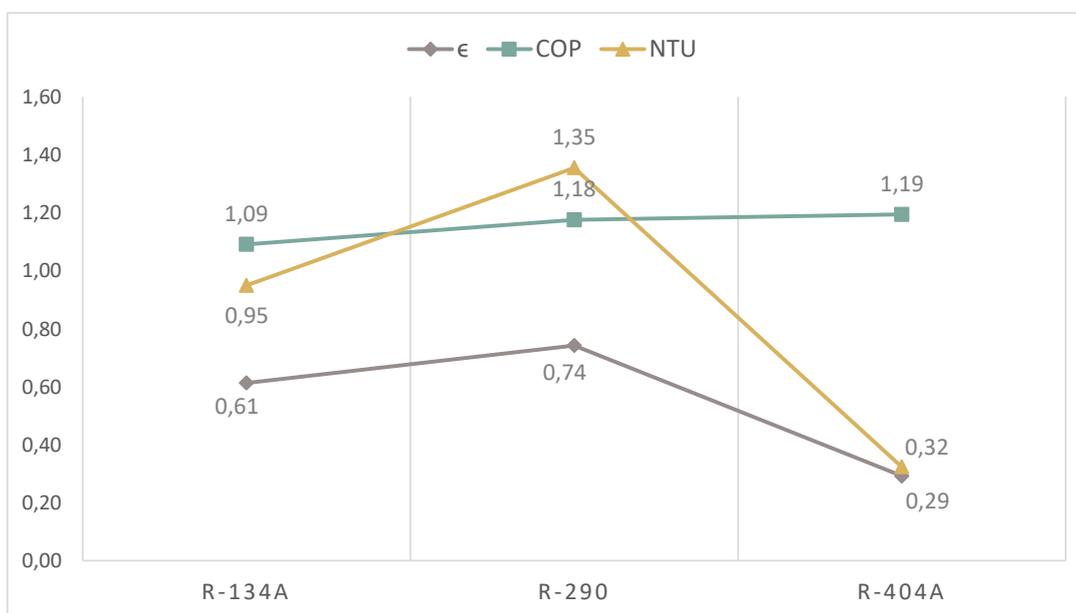
Figura 6 – Comparação entre ϵ , COP e NTU .



Fonte: O autor, 2021.

Foram realizadas novas simulações com uma redução de 50% no número de passes da unidade condensadora. Os resultados (Figura 7) mostraram uma redução de 33%, 23% e 57% na efetividade da unidade, para os fluidos R-134a, R-290 e R-404a, respectivamente.

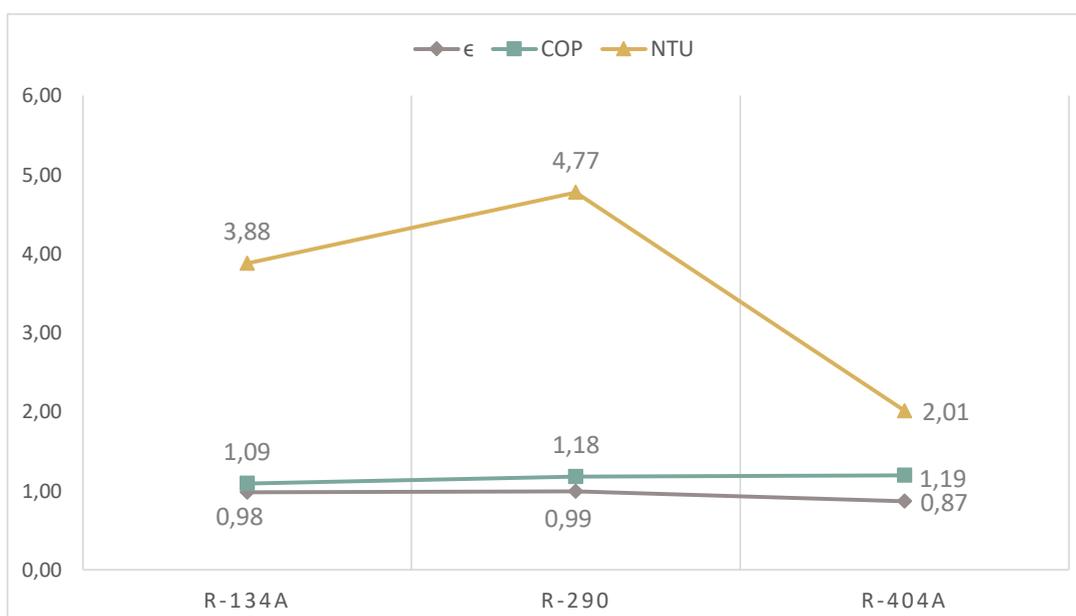
Figura 7 – Comparação com N° de passes igual a 16.



Fonte: O autor, 2021.

Analogamente, foi realizada uma simulação aumentando o número de passes em 50% (Figura 8). O aumento da efetividade foi de 6%, 3% e 21% para os fluidos R-134a, R-290 e R-404a, respectivamente.

Figura 8 – Comparação com N° de passes igual a 48.



Fonte: O autor, 2021.

A diferença da efetividade entre as duas situações está disposta na Tabela 4. Os resultados representam menor variabilidade do R-290 quando submetido a diferentes parâmetros dimensionais da unidade condensadora.

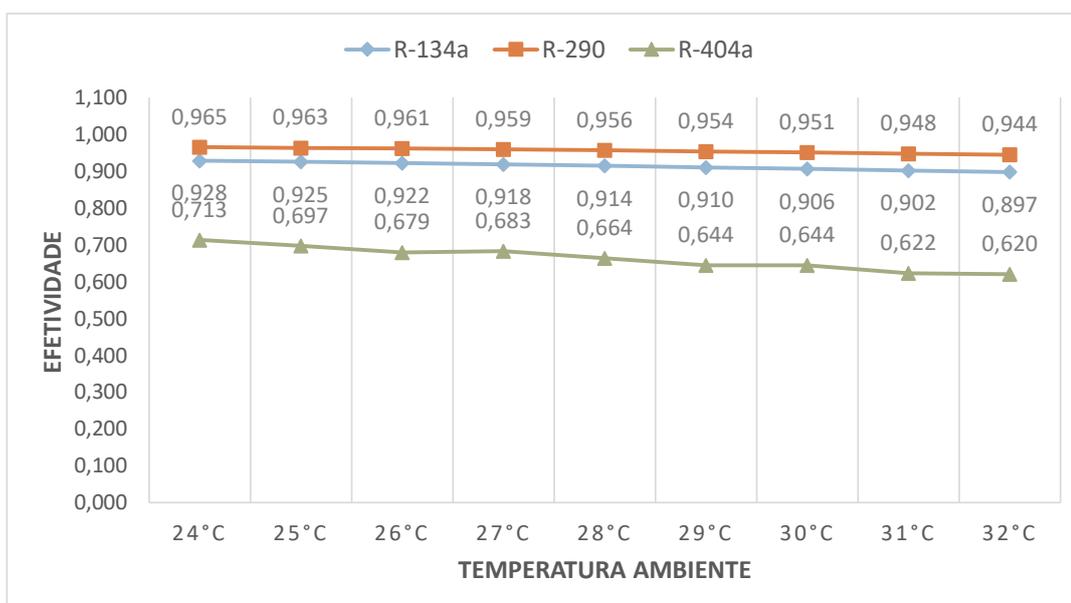
Tabela 4 – Diferença de efetividade.

Parâmetro	R-134a	R-290	R-404a
ϵ	37%	25%	57%

Fonte: O autor, 2021.

A Figura 9 mostra uma comparação da efetividade da unidade para diferentes temperaturas do ambiente e N° de passes igual a 32. A porcentagem de queda na efetividade, representada na Tabela 5, mostra maior sensibilidade do fluido R-404a com o acréscimo da temperatura ambiente.

Figura 9 – Comparação com a temperatura ambiente.



Fonte: O autor, 2021.

Tabela 5 – Queda da efetividade com a temperatura ambiente.

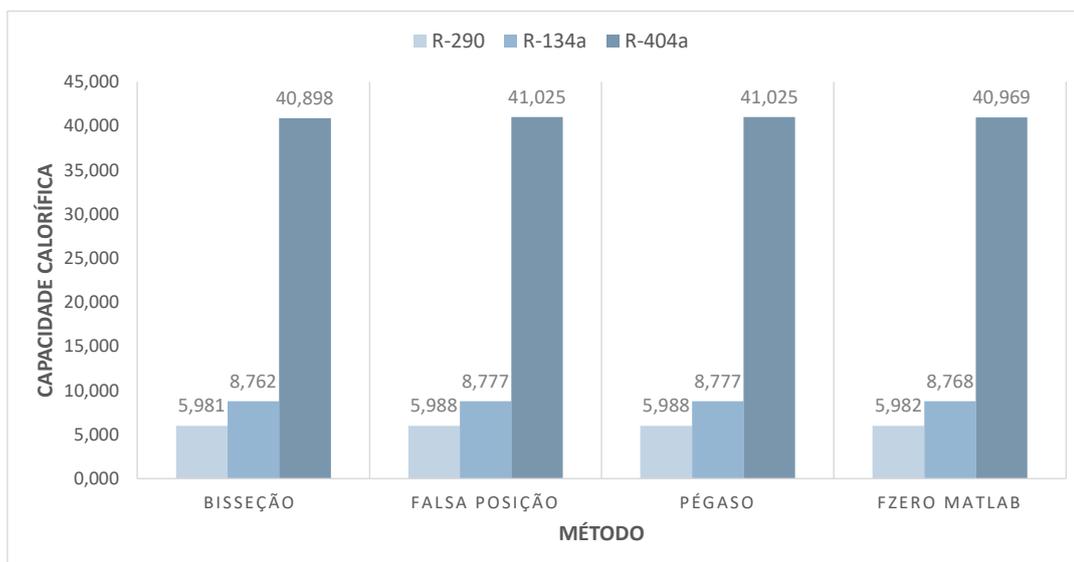
Parâmetro	R-134a	R-290	R-404a
ϵ	3%	2%	13%

Fonte: O autor, 2021.

Para validação dos resultados encontrados pelo método da Bisseção, foram realizadas simulações aplicando os métodos de solução numérica da Falsa Posição (RUGGIERO; LOPES, 1997) e de Pégaso (BARROSO et al., 1983), na linguagem de programação *Python*, e a função *fzero*, da linguagem de programação *Matlab*.

O valor de C_{min} para os fluidos R-134a, R-290 e R-404a, utilizando os quatro métodos de solução, é representado na Figura 10. Os métodos da Falsa Posição, Pégaso, e a função *fzero* do *Matlab*, retornaram valores com uma diferença menor que 1% em relação ao método da Bissecção.

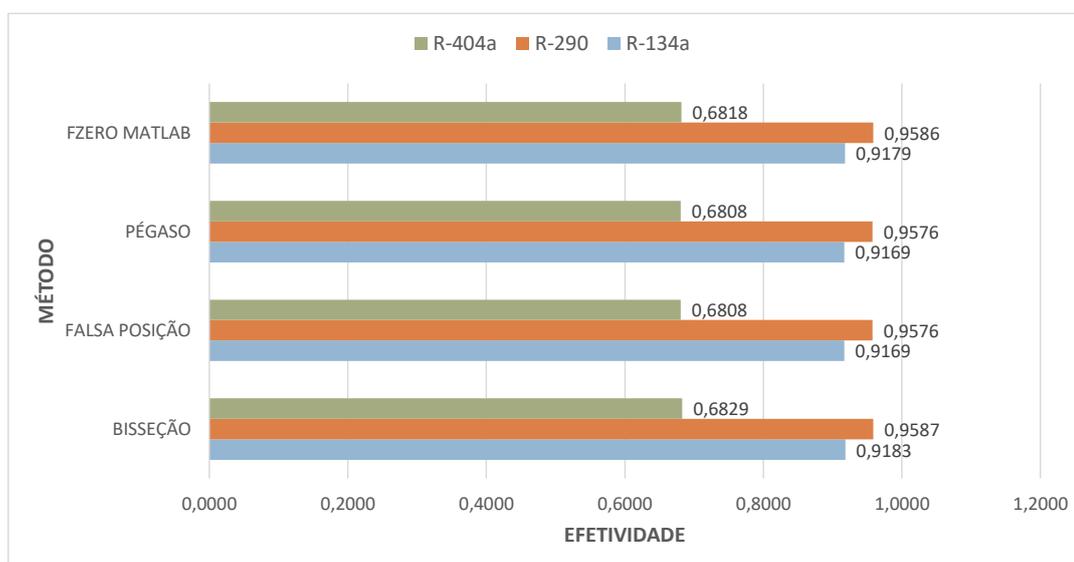
Figura 10 – Capacidade calorífica.



Fonte: O autor, 2021.

Como não houve variação significativa no valor de C_{min} , a efetividade da unidade condensadora também mostrou uma variação desprezível entre os quatro métodos de solução (Figura 11).

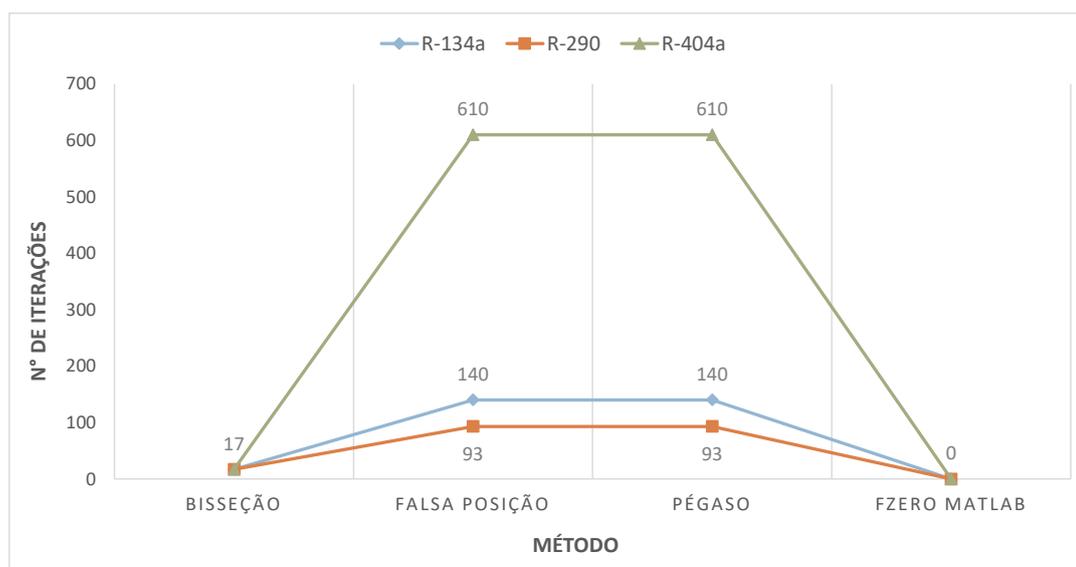
Figura 11 – Efetividade.



Fonte: O autor, 2021.

O número de iterações para encontrar a raiz da Equação 1 está representado na Figura 12. Como a função *fzero* do *Matlab* gera um resultado "direto", o número de iterações é considerado zero. Para o método da Bisseção, o número de iterações se mostrou estável quando alterado os fluidos refrigerantes. Já os métodos da Falsa Posição e de Pégaso apresentaram altas variações, principalmente utilizando o fluido R-404a.

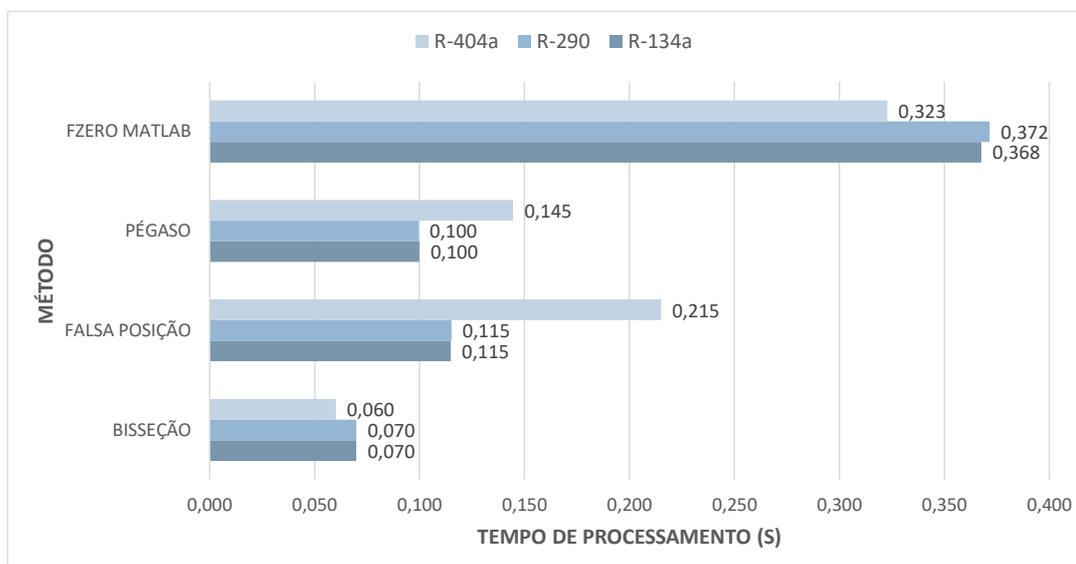
Figura 12 – N^o de iterações.



Fonte: O autor, 2021.

O tempo de processamento do algoritmo em segundos – para cada um dos quatro métodos de solução numérica – está representado na Figura 13.

Figura 13 – Tempo de processamento.

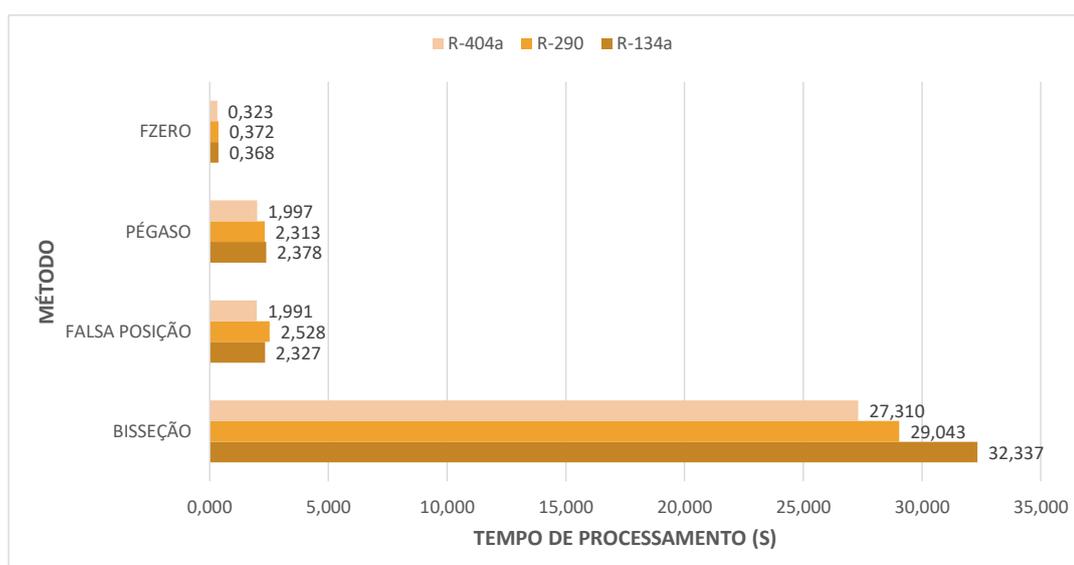


Fonte: O autor, 2021.

Apesar de fornecer um resultado direto, o algoritmo demandou um maior tempo de processamento utilizando a função `fzero` do *Matlab*. Essa característica pode ser atribuída ao método de solução de algoritmos ao qual o *Python* é baseado. Ao invés de manter todas as ferramentas disponíveis durante a execução do algoritmo, assim como o *Matlab*, o *Python* utiliza apenas as ferramentas solicitadas no *script*, resultando assim, em um menor tempo de processamento.

Os métodos da Falsa Posição e de Pégaso utilizam a média aritmética ponderada para o cálculo da raiz, diferentemente do método da Bisseção, o qual utiliza a média aritmética simples. No entanto, apesar de na teoria o uso da média aritmética ponderada resultar em uma convergência mais rápida, o método da Bisseção demandou menor tempo de processamento. O alto número de iterações dos métodos da Falsa Posição e de Pégaso não podem necessariamente terem sido os causadores do maior tempo de processamento. Como descrito acima, a provável explicação é o uso da linguagem *Python*. Para comprovar essa teoria, foi realizado simulações dos quatro métodos de solução utilizando o *Matlab* (Figura 14).

Figura 14 – Tempo de processamento no Matlab.



Fonte: O autor, 2021.

Os resultados mostram que o método da Bisseção demandou um tempo médio de processamento 442 vezes maior que utilizando a linguagem *Python*.

Foi realizada uma média entre os tempos de processamento para cada método de solução numérica realizado no *Python* (Tabela 6), e então, comparado ao tempo de processamento do método da Bisseção (Tabela 7).

Tabela 6 – Média do tempo de processamento (s).

Bisseção	Falsa Posição	Pégaso
0,067	0,148	0,115

Fonte: O autor, 2021.

Tabela 7 – Porcentagem acima do método da Bisseção.

Falsa Posição	Pégaso
121%	71,6%

Fonte: O autor, 2021.

O método de Pégaso possui um tempo de processamento relativamente próximo ao da Bisseção (Tabela 7). No entanto, enquanto os métodos da Bisseção e a função *fzero* do *Matlab* reduziram o tempo de processamento utilizando o fluido R-404a, o método de Pégaso, assim como a Falsa Posição, aumentaram seu tempo de processamento (Figura 13). Sendo assim, não há garantias que ambos métodos resultarão em um baixo tempo de processamento para todo e qualquer fluido refrigerante.

5 CONCLUSÃO

Quando submetidos a alterações na unidade condensadora, os resultados das simulações mostraram baixa variação do fluido R-290 em relação aos fluidos R-134a e R-404a, seja alterando o número de colunas da unidade ou a temperatura do ambiente. Isso expõe como o R-290 possui menor sensibilidade aos parâmetros externos. Sendo assim, a utilização de fluidos com características semelhantes ao R-290 pode ser uma boa alternativa para aumentar a efetividade de troca térmica em uma unidade condensadora.

Para um número de passes igual a 16, a variação de 57% na efetividade do fluido R-404a mostrou como esse fluido é mais sensível a alterações quando comparado aos fluidos R-290 e R-134a. Isso levanta questões acerca do uso das temperaturas de condensação e evaporação para comparações de fluidos em uma mesma unidade condensadora, uma vez que o calor dissipado é diferente. Portanto, para pesquisas futuras, uma proposta é a simulação de fluidos com igual capacidade frigorífica. Isso poderá fornecer resultados sobre a efetividade da unidade condensadora do ponto de vista de um parâmetro térmico diferente.

A utilização de outros métodos de solução numérica não forneceram variações significativas nos resultados, gerando uma efetividade com uma dispersão menor que 1% comparada ao método da Bisseção.

Apesar do número de iterações ter sido superior para os métodos da Falsa Posição e de Pégaso, o tempo de processamento se mostrou menor comparado à função `fzero` do *Matlab*. Comparando as duas linguagens de programação, o tempo médio de processamento do método da Bisseção foi 442 vezes maior utilizando o *Matlab*. Além disso, o método da Bisseção demandou menor tempo de processamento comparado aos métodos da Falsa Posição e de Pégaso, mostrando que o uso do *Python* acelera o processo de convergência. Comparando Falsa Posição e Pégaso, ambos métodos forneceram valores de efetividade idênticos para todos os fluidos, sendo o método de Pégaso o que apresentou um tempo de processamento menor. Em contrapartida, o uso do fluido refrigerante R-404a aumentou o número de iterações significativamente, diferentemente do método da Bisseção. Sendo assim, além da sugestão de pesquisa futura descrita no segundo parágrafo, comparar o funcionamento dos métodos para outros fluidos poderá fornecer uma amostragem maior sobre o comportamento dos métodos, e assim, verificar se o uso do método da Bisseção é mais recomendado para esse tipo de simulação.

REFERÊNCIAS

BARROSO, L et al. **Cálculo numérico**, Ed. Harbra Lt^a. São Paulo, 1983.

BELL, Ian H. et al. **Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp**. Industrial & Engineering Chemistry Research, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014. DOI: [10.1021/ie4033999](https://doi.org/10.1021/ie4033999). Disponível em: <<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>>.

BENSAFI, Ahmed; THONON, Bernard. **Transcritical r744 (co2) heat pumps: Technician's manual**. CETIAT, Villeurbanne, Manual, 2007.

BERGMAN, Theodore L et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. John Wiley & Sons, 2011.

BOLES, MA; ÇENGEL, YA. **Termodinâmica**. 7^a edição. São Paulo: AMGH Editora, 2013.

CALM, James M; DOMANSKI, Piotr. **R-22 replacement status**. ASHRAE journal, ASHRAE AMERICAN SOCIETY HEATING REFRIGERATING, v. 46, p. 29–39, 2004.

ÇENGEL, Yunus. **Heat and mass transfer: fundamentals and applications**. McGraw-Hill Higher Education, 2014. v. 4.

CHURCHILL, SW; BERNSTEIN, M. **A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow**, 1977.

CORBERÁN, Jose M et al. **Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment**. International Journal of refrigeration, Elsevier, v. 31 , n. 4, p. 748–756, 2008.

DESA, UN. **World population prospects 2019: Highlights**. New York (US): United Nations Department for Economic and Social Affairs, 2019.

GRANRYD, Eric. **Hydrocarbons as refrigerants—an overview**. International journal of refrigeration, Elsevier, v. 24, n. 1, p. 15–24, 2001.

KAKAC, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. CRC press, 2012.

KAYS, London. Kays WM, London AL; **Compact Heat Exchangers**. McGraw-Hill Book Co New York, NY, 1984.

MASTRULLO, R et al. **Replacement of R404A with propane in a light commercial vertical freezer: A parametric study of performances for different system architectures**. Energy conversion and management, Elsevier, v. 82, p. 54–60, 2014.

PESQUISA ENERGÉTICA, Empresa de. **Balanco Energético Nacional**. 2020. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dadosabertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico528/BEN2020_sp.pdf>.

RAMANATHAN, Veerabhadran; FENG, Yan. **Air pollution, greenhouse gases and climate change: Global and regional perspectives**. Atmospheric environment, Elsevier, v. 43, n. 1 , p. 37–50, 2009.

RUGGIERO, Márcia A Gomes; LOPES, Vera Lúcia da Rocha. **Cálculo numérico: aspectos teóricos e computacionais**. Makron Books do Brasil, 1997.

SECOP. **Technical Data. Compressor. R134a**. 2021. Disponível em: <https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/SEPS/datasheets/nf11fx_105g5958_r134a_115v_60hz_01-2021_ds.pdf>.

SECOP. **Technical Data. Compressor. R290**. 2021. Disponível em: <https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/SEPS/datasheets/tl5cn_102h5502_r290_220v_50hz_02-2021_ds.pdf>.

SECOP. **Technical Data. Compressor. R404a**. 2021. Disponível em: <https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/SEPS/datasheets/sc15cl_104l2853_r404a-r452a_220v_50hz_03-2021_ds.pdf>.

TSAI, Wen-Tien. **An overview of environmental hazards and exposure risk of hydrofluorocarbons (HFCs)**. Chemosphere, Elsevier, v. 61, n. 11, p. 1539–1547, 2005.

VALLERO, Daniel A. **Air pollution calculations: Quantifying pollutant formation, transport, transformation, fate and risks**. Elsevier, 2019.

WEART, Spencer R. **The discovery of global warming**. Harvard University Press, 2008.

WU, JH; YANG, LD; HOU, J. **Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270**. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 35, n. 7, p. 1860–1868, 2012.

XU, Yangyang et al. **The role of HFCs in mitigating 21st century climate change**. *Atmospheric Chemistry and Physics*, Copernicus GmbH, v. 13, n. 12, p. 6083–6089, 2013.

ŽKAUSKAS, A. **Heat transfer from tubes in crossflow**. In: *ADVANCES in heat transfer*. Elsevier, 1987. v. 18. P. 87–159.