

“INOVAÇÃO TECNOLÓGICA: Os novos rumos da Engenharia Mecânica e Industrial.”

ESTUDO COMPARATIVO DE UM AR CONDICIONADO CONVENCIONAL UTILIZANDO UM FLUIDO REFRIGERANTE ALTERNATIVO AO R-410A PARA APLICAÇÃO EM ESCRITÓRIOS

Leonardo Victor Silva Martins ⁽¹⁾ (leo.vsm@hotmail.com), Tiago de Freitas Paulino ⁽²⁾ (tiagopaulino@cefetmg.br), Ramon de Paoli Mendes ⁽¹⁾ (ramondepaoli@yahoo.com.br), Luiz Machado ⁽¹⁾ (luizm@ufmg.br) Willian Moreira Duarte ⁽¹⁾ (willianmoreira@ufmg.br)

⁽¹⁾ Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG); Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

⁽²⁾ Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG); Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

RESUMO: *Há um cronograma global para redução/banimento de diversos fluidos refrigerantes, em função de impactos ambientais. Entretanto, grande parte das unidades de refrigeração e climatização em países em desenvolvimento, como o Brasil, operam com o R-22. Com o intuito de reaproveitar esses equipamentos, é interessante avaliar fluidos alternativos que, com algumas modificações no sistema, possibilitem reaproveitá-los. Em função disso, este trabalho comparou o COP durante um ano de um sistema de ar condicionado do tipo split utilizando o R-410A e o R-290, bem como o TEWI para ambos os fluidos. Para isso, foi utilizado um modelo matemático desenvolvido no Equation Engineering Solver (EES), englobando os componentes do sistema e a zona térmica. Adicionalmente, foram consideradas também as variações climáticas e os seus impactos nesse recinto avaliado. Por meio desse estudo, foi possível constatar que o R-290, quando comparado ao R-410A apresentou, em média, um COP 44% maior, com uma carga de refrigerante 45% menor, além de um TEWI 77% menor. Esses valores sugerem que, analisando do ponto de vista de desempenho e impacto ambiental (TEWI), o R-290 é uma alternativa bem interessante para o R-410A como substituto nesses equipamentos já existentes e mesmo para novos sistemas.*

PALAVRAS-CHAVE: R-290, R-410A, MODELO MATEMÁTICO, AR CONDICIONADO.

COMPARATIVE STUDY OF A CONVENTIONAL AIR CONDITIONER USING DIFFERENT REFRIGERANT AS AN ALTERNATIVE FOR R-410A

ABSTRACT: *There is a global schedule to reduce/ban various refrigerants, due to environmental impacts. However, most refrigeration and air conditioning units in developing countries, such as Brazil, operate with R-22. In order to reuse this equipment, it is interesting to evaluate alternative fluids that, with some modifications in the system, make it possible to reuse them. As a result, this work compared the COP during one year of a split-type air conditioning system using R-410A and R-290, as well as TEWI for both fluids. For this, a mathematical model developed in the Equation Engineering Solver (EES) was used, encompassing the system components and the thermal zone. Additionally, climatic variations and their impacts on the evaluated enclosure were also considered. Through this study, it was possible to verify that R-290, when compared to R-410A, presented, on average, a 44% higher COP, with a 45% lower refrigerant charge, in addition to a 77% lower TEWI. These values suggest that, from the point of view of performance and environmental impact (TEWI), R-290 is a very interesting alternative to R-410A as a replacement for these existing equipment and even for new systems.*

KEYWORDS: R-290, R-410A, MATHEMATICAL MODEL.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este trabalho.

1. INTRODUÇÃO

O Protocolo de Montreal é um tratado internacional, adotado em 1987 com o objetivo de regular a produção e uso de produtos químicos que contribuem para a destruição da camada de ozônio. Esse acordo define um cronograma de redução e banimento desses químicos que foi inicialmente assinado por 46 países e atualmente possui aproximadamente 200 assinaturas (Encyclopaedia Britannica, 2022; EPA, 2021; UNEP, 2018).

Desde o seu início, ocorreram diversas emendas com o intuito de ampliar o seu escopo, bem como antecipar etapas, reconhecendo os benefícios que o protocolo promove para o clima terrestre. Em 2007, os membros decidiram antecipar o cronograma de banimento dos Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), substâncias que além de comprometerem a camada de ozônio, também poderosos gases do aquecimento global: os HCFCs mais comuns, como o R-22, são aproximadamente 2000 vezes mais potentes que o dióxido de carbono em termo de potencial de aquecimento global (GWP, em inglês). Os países desenvolvidos reduziram o consumo dessas substancias até o completo banimento em 2020, enquanto os países em desenvolvimento iniciariam esse mesmo processo e devem finalizá-lo até 2030 (UNEP, 2018).

Os Hidrofluorcarbonos (HFCs), por sua vez, foram introduzidos de forma oportuna como alternativas aos HCFCs que não destroem a camada de ozônio. Atualmente, essas substâncias são amplamente utilizadas em sistemas de climatização e apesar de não destruírem a camada de ozônio, algumas dessas substâncias possuem um elevado GWP, como o R-410A. Conseqüentemente, as emissões de HFCs estão crescendo a uma média de 8% ao ano e a projeção indica que corresponderão de 7 a 19% das emissões totais de CO₂ em 2050. Em função disso, os membros assinaram em 2016 o “Kigali Amendment” comprometendo-se a banirem os HFCs. Nessa emenda, os países aprovaram uma redução gradual de até 80-85% até 2047, sendo que alguns grupos de países já possuem restrições, como é o caso dos países europeus para os quais há um cronograma de reduzir a utilização em 80% até 2030 (R.E.N. 517/2014, 2014 e UNEP, 2018). O Brasil, por sua vez, possui uma redução escalonada a partir de 2029 até atingir 80% de redução em 2045 (PROTOCOLO DE MONTREAL, 2019).

Esse cronograma estipulado para o banimento global desses fluidos refrigerantes estimula o desenvolvimento de novos equipamentos e tecnologias, otimizados para esse novo contexto. Todavia, grande parte das unidades de refrigeração e climatização em países em desenvolvimento, como o Brasil, opera com esses fluidos (em especial o R-410A) e descartar tais equipamentos apenas

por causa do fluido acarretaria um grande prejuízo não apenas para os proprietários, como também para o meio ambiente.

Com o intuito de reaproveitar essas unidades, é importante procurar fluidos refrigerantes alternativos que substituam os atuais com o mínimo possível de modificações no sistema e sem comprometer o desempenho desses conjuntos de forma significativa. Ante ao exposto, o presente trabalho possui o intuito de comparar o R-410A, GWP = 1924 (SETHI *et al.*, 2015), com o R-290 (propano) por meio de um modelo matemático. A escolha do propano se dá pelo fato de ele possuir um GWP igual a 3 (BARRAULT *et al.*, 2018), e existir uma considerável variedade de componentes comerciais para tal fluido. A aplicação adotada será um ar condicionado do tipo split, em um escritório na região de Belo Horizonte – MG e serão considerados parâmetros como a variação do COP e consumo de energia no decorrer do ano.

2. MODELO MATEMÁTICO

Para este estudo, será adotado um sistema de ar condicionado do tipo split possui, que possui duas unidades: a unidade evaporadora, localizada no interior do recinto a ser climatizado e composta do evaporador e seu respectivo ventilador; e a condensadora, localizada no ambiente externo e composta essencialmente pelo condensador e seu respectivo ventilador, compressor e válvula de expansão. A conexão dessas duas unidades é realizada por meio de tubos. A Figura 1 apresenta esse conceito, sendo (A) um desenho em perspectiva e (B) um desenho esquemático.

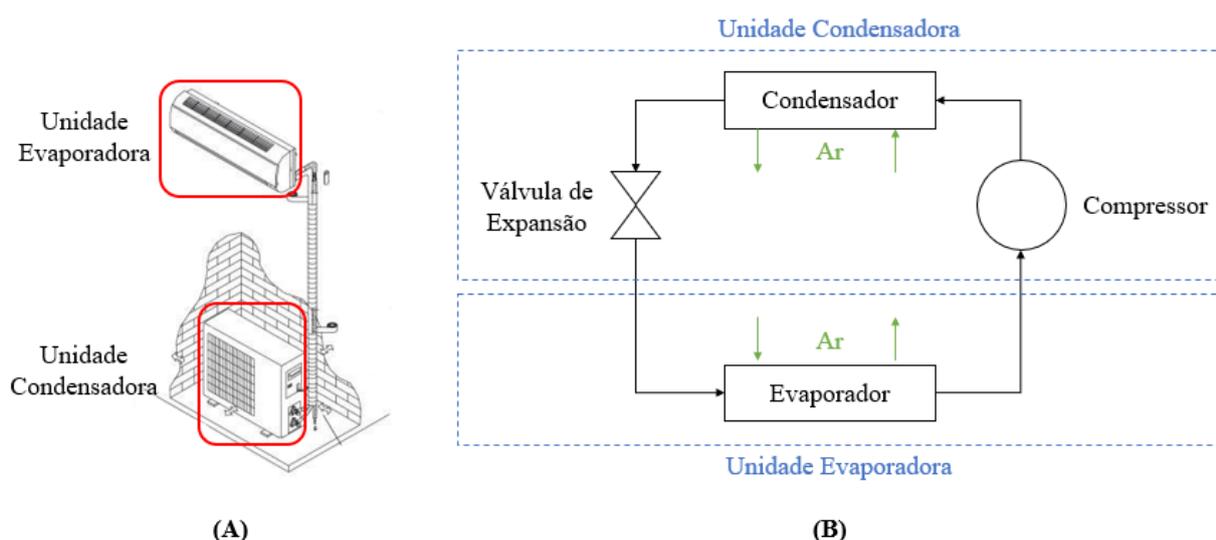


FIGURA 1. Unidade de ar condicionado do tipo split: (A) desenho em perspectiva; (B) desenho esquemático.

Para este estudo, um modelo quase-regime-permanente (regime permanente que incorpora a inércia térmica) foi desenvolvido no Equation Engineering Solver (EES)(F-CHART SOFTWARE, 2019), baseado no modelo utilizado por Duarte *et al.* (2020) e considerando um sistema real: o HAFE09B2 da Elgin. Nesse modelo, as perdas de carga nos tubos entre os componentes foram consideradas negligenciáveis, o evaporador e condensador foram considerados isobáricos e um modelo compacto foi adotado. Abaixo, serão apresentadas as equações utilizadas para descrever cada componente.

2.1 Fluido Refrigerante

Conforme mencionado, os fluidos considerados neste estudo são o R-410A, R-22 e o R-290. Os dois primeiros foram escolhidos pela sua ampla utilização, como mencionado anteriormente. O último, por ser um fluido de baixíssimo GWP e com uma variedade considerável de componentes comerciais. A Tabela 1 apresenta algumas características desses fluidos (Waly et al., 2005; F-Chart Software, 2019; Sethi et al., 2015). Nela, destacam-se os valores para GWP, densidades, calores (específicos e latente) e viscosidade, parâmetros que serão utilizados para a análise dos resultados.

TABELA 1. Propriedades do R-410A, R-290 e R-22.

Propriedade	R-410A	R-290	R-22
Fórmula química	R-32 R-125	C_3H_8	CH_2ClF_2
Composição (% em base mássica)	50% 50%	Puro	Puro
Categoria	HFC	HC	HCFC
GWP	1924	3	1760
ODP	0	0	0.040
Grupo de segurança	A1	A3	A1
Lubrificante	Poliéster	Óleo mineral	Óleo mineral
Pressão crítica (MPa)	4,9	4,25	4,99
Temperatura crítica (°C)	71,34	96,68	96,13
Temperatura de vaporização ^a (°C)	-51,45	-42,1	-40,82
Densidade do líquido ^a (kg/m ³)	1351	581,8	1410,00
Densidade do vapor ^a (kg/m ³)	4,12	2,39	4,69
Calor latente de vaporização ^a (kJ/kg)	273,1	426,1	234,1
Viscosidade ^a (μPa.s)	8,87	6,5	10,13
Calor específico do vapor a pressão constante (kJ/kgK)	0,8089	1,459	0,6221
Calor específico do líquido a pressão constante (kJ/kgK)	1,367	2,247	1,099

Propriedade a pressão de 100kPa.

2.2 Compressor

Como Duarte *et al.* (2020) comenta, há diversas formas de modelar um compressor, sendo algumas mais simples e outras mais detalhadas. Os modelos mais sofisticados (DUARTE *et al.*, 2019a;

YANG *et al.*, 2013) demandam diversos parâmetros e detalhes geométricos que não costumam ser fornecidos por fabricantes de compressores herméticos. Além disso, o modelo de compressor adotado para um sistema completo de refrigeração costuma ser uma versão simplificada, como os empregados em de Paula *et al.* (2020a), Minetto (2011) e Rabelo *et al.* (2019).

Em função disso, foram utilizadas as equações fornecidas pela fabricante do compressor para a vazão mássica e a potência elétrica fornecida em função das temperaturas de evaporação (T_e) e condensação (T_c), como definido pela norma canadense AHRI 540 (AHRI, 2020). As equações padrões são indicadas nas Equações 1 e 2, onde m representa a vazão mássica (kg/s) e W , a potência elétrica fornecida (W). Os coeficientes, indicados pela letra B são apresentados nas Tabs. 2 e 3 e são referentes aos modelos HGA5494BXD (compressor para o R-410A) e AK4492UXN3B (compressor para o R-290), ambos produzidos pela Tecumseh.

$$\dot{m}_m = B_A + B_B T_e + B_D T_e^2 + B_G T_e^3 + (B_C + B_E T_e + B_H T_e^2) T_c + (B_F + B_I T_e) T_c^2 + B_J T_c^3 \quad (1)$$

$$\dot{W}_m = B_A + B_B T_e + B_D T_e^2 + B_G T_e^3 + (B_C + B_E T_e + B_H T_e^2) T_c + (B_F + B_I T_e) T_c^2 + B_J T_c^3 \quad (2)$$

TABELA 2. Parâmetros da Equação 1 para o R-410A e R-290.

	B_A	B_B	B_C	B_D	B_E
R-410A	1,975964E-02	-9,623655E-05	-1,159600E-04	-8,356414E-06	2,575877E-05
R-290	5,213525E+01	5,701766E-01	-3,788407E-01	8,272395E-03	4,457031E-03
	B_F	B_G	B_H	B_I	B_J
R-410A	-1,557530E-06	6,290759E-08	5,195857E-07	-3,186213E-07	2,287479E-08
R-290	2,173708E-03	6,210717E-05	-3,824743E-05	-1,803061E-05	-7,654412E-06

TABELA 3. Parâmetros da Equação 2 para o R-410A e R-290.

	B_A	B_B	B_C	B_D	B_E
R-410A	1,485628E+02	-9,748167E+00	2,360980E+01	-1,372568E+00	4,168670E-01
R-290	-1,317766E+02	2,612813E+00	1,236417E+01	-3,413616E-02	-4,110928E-02
	B_F	B_G	B_H	B_I	B_J
R-410A	-3,283619E-01	4,620434E-02	4,604102E-03	-9,753143E-04	2,993434E-03
R-290	-7,111657E-02	-1,773957E-04	-4,712260E-05	7,388543E-04	1,295284E-04

Para determinar essas equações, o fabricante realiza testes com a temperatura na entrada do compressor constante a 35°C, porém, essa condição não é atingida para valores mais baixos de evaporação. Em função disso, Dabiri e Rice (1981) recomendam utilizar as Equações 3 e 4 para obter os valores corretos de vazão mássica e potência elétrica fornecida.

$$\dot{m}_r = \left[1 + 0,75 \left(\frac{\rho_r}{\rho_t} - 1 \right) \right] \quad (3)$$

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_m} \dot{W}_m \quad (4)$$

Nessas equações, \dot{m}_r representa a vazão mássica real, ρ_r a densidade (kg/m^3) na entrada do compressor (valor real), ρ_t densidade para a temperatura de teste do fabricante e \dot{W}_{cp} a potência elétrica fornecida real.

2.3 Válvula de Expansão

O dispositivo de expansão utilizado neste projeto foi a válvula de expansão termostática e o processo de expansão foi considerado como isentálpico. Para o superaquecimento, foi adotado um valor de 7 Kelvin, valor comumente utilizado na literatura, como em de Paula *et al.* (2020A).

2.4 Trocadores de Calor

Considerando a aplicação dos trocadores de calor em uma unidade de ar condicionado do tipo split, em que não se conhece todas as temperaturas dos fluidos envolvidos, recomenda-se a utilização do método da efetividade-NUT (INCROPERA *et al.*, 2007). Apesar de existir vários estudos que adotam modelos de trocadores de calor distribuídos (DINIZ *et al.*, 2021; GARCIA *et al.*, 2018; PAULINO *et al.*, 2019), estes demandam um grande esforço computacional, quando comparado com os modelos compactos. Além disso, alguns estudos demonstraram que modelos compactos podem ser utilizados para avaliar o desempenho deles de forma mais rápida (DE PAULA *et al.*, 2020a; LI *et al.*, 2017; NUNES *et al.*, 2015).

O balanço de energia no fluido refrigerante e no ar nos trocadores de calor é apresentado na Equação 5 (INCROPERA *et al.*, 2007).

$$\dot{Q} = \dot{m}_r(i_o - i_i) = \dot{m}_a C_{pa}(T_i - T_o) \quad (5)$$

Onde \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor (W), i a entalpia específica do fluido refrigerante (kJ/kg), \dot{m}_a a vazão mássica de ar (kg/s), C_{pa} a capacidade calorífica do ar a pressão constante (W/K), e T a temperatura do ar (K). Os subscritos i e o representam entrada e saída do trocador de calor, respectivamente.

A primeira etapa desse procedimento consiste em determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, \dot{Q}_{max} :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min}(T_{q,in} - T_{f,in}) \quad (6)$$

onde \dot{C}_{min} representa a menor taxa de capacidade calorífica (do ar ou do fluido refrigerante), $T_{q,in}$ a temperatura de entrada do fluido quente, e $T_{f,in}$ a temperatura de entrada do fluido frio. Para calcular a taxa de capacidade calorífica, utiliza-se a capacidade calorífica, c_p , e a vazão mássica, \dot{m} , como indicado na Equação 7 (DUARTE *et al.*, 2019B).

$$\dot{C} = c_p \dot{m} \quad (7)$$

A efetividade, ε , por sua vez, é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível, como indicado na Eq. (8) (Incropera *et al.*, 2007).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (8)$$

Para o ar condicionado do tipo split (trocador de calor com escoamento cruzado e sem a mistura dos fluidos), a efetividade também pode ser calculada por meio da Eq. (9) (ASHRAE, 1997).

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{\dot{C}_{max}}{\dot{C}_{min}} \right) NTU^{0,22} \left\{ \exp \left[- \left(\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \right) NTU^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (9)$$

O número de unidades de transferência (NTU), indicado na Eq. (9), é um parâmetro adimensional, definido conforme indicado na Eq. (10) (INCROPERA *et al.*, 2007).

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (10)$$

Nesta equação, A representa a área do trocador de calor (m^2) e U o coeficiente geral de transferência de calor ($Wm^{-2}K^{-1}$) que Duarte *et al.* (2020) sugere calcular por meio da Equação 11.

$$U = \left(\frac{1}{\bar{h}_a} + \frac{1}{\bar{h}_r} \right)^{-1} \quad (11)$$

O coeficiente de transferência de calor médio do refrigerante, \bar{h}_r , é calculado integrando numericamente em função da entalpia específica, como realizado por Zhang *et al.* (2014). Para o condensador, utiliza-se a correlação de Gnielinski (1976) quando a entalpia específica, i , é maior ou igual à entalpia específica de vapor (i_v) ou menor ou igual à entalpia de líquido (i_l), ou seja, escoamento monofásico. Quando i está entre i_l e i_v , ou seja, escoamento bifásico, utiliza-se a correlação proposta por Shah (2016). Para o evaporador, utiliza-se a correlação de Gnielinski (1976) para o escoamento monofásico e utiliza-se a correlação proposta por Shah (2017) para o escoamento bifásico. Para implementar a correlação de Gnielinski (1976), Neils and Klein (2009) sugere, utilizar a correlação proposta por Zigrang and Sylvester (1982) para o fator de atrito de Darcy (f). O coeficiente de transferência de calor médio do ar, h_a , é calculado por meio da correlação de Grimson (1937), Equação 12, conforme recomendado por Incropera *et al.* (2007).

$$\bar{h}_a = B_0 Re_{max}^m Pr^{1/3} (k/D) \quad (12)$$

Na Equação 12, k representa a condutividade térmica, D o diâmetro externo do tubo e Pr , o número de Prandtl. Os coeficientes B_0 e m , por sua vez, variam pela posição dos tubos (alinhado/alternados) e pelos passos transversal e longitudinal. Em função da geometria dos trocadores de calor considerados para este trabalho, o Re_{max} é calculado pela Equação 13 (INCROPERA *et al.*, 2007).

$$Re_{max} = \frac{2pVD}{\mu} \quad (13)$$

Onde V é a velocidade do ar na entrada do evaporador e μ é a viscosidade. Por fim, o balanço de energia para agregar a condensação da água presente no ar é realizado por meio da Equação 14, como proposto por Duarte *et al.* (2020). Nela, \dot{m}_{ce} é a vazão mássica de condensado no evaporador. Em relação às informações dos trocadores de calor, elas estão disponíveis na Tabela 4.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a c_a (T_o - T_i) + \dot{m}_{ce} (i_v - i_L) \quad (14)$$

TABELA 4. Principais parâmetros para a simulação.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
Potência da ventoinha do Condensador	16 W	Potência da ventoinha do Evaporador	6 W
Vazão mássica do ventilador do Condensador	1100 kg/h	Vazão mássica do ventilador do Evaporador	500 kg/h
Comprimento do tubo do Condensador	25 m	Comprimento do tubo do Evaporador	18 m
Área de troca de calor do Condensador	5,08 m ²	Área de troca de calor do Evaporador	3,36 m ²
Área frontal do Condensador	876 cm ²	Área frontal do Evaporador	775 cm ²
Modelo da ventoinha do Condensador	EC 20 E	Modelo da ventoinha do Evaporador	EC 08 E
Pressão atmosférica	92 kPa	Absortividade solar do teto	0,3
Transferência de calor total da parede	2,58 W/(m ² K)	Remoção de umidade	1 kg/h
Transferência de calor total do piso	1,59 W/(m ² K)	Número de pessoas	4
Transferência de calor total do teto	1,92 W/(m ² K)	Atraso térmico do teto	3,6 h
Grau de superaquecimento	7K	Diâmetro nominal da tubulação	5/16 polegada
Carga de R-410A	0,719 kg	Carga de R-290	0,391 kg

2.5 Carga de fluido refrigerante

Para calcular a massa de refrigerante necessária, Duarte *et al.* (2020) sugere utilizar a Equação 15 para o regime monofásico e a Equação 16 para o regime bifásico.

$$m = \int \rho dV \quad (15)$$

$$m = \int [\alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l] dV \quad (16)$$

Nelas, o subscrito l e v são referentes ao líquido e vapor, respectivamente. A fração de vazio, α , por sua vez, é calculado por meio da correlação de Hughmark (1965). As Equações 15 e 16 foram integradas numericamente, considerando a entalpia específica constante para cada etapa, como realizado por Duarte *et al.* (2019B) e Zhang *et al.* (2014). Para avaliar a carga de fluido refrigerante nas tubulações, considerou-se 7m entre as unidades internas e externas e 0,3m entre os componentes da unidade externa. É interessante ressaltar que a carga de R-290 considerada está abaixo do limite da IEC-60335-2-40 (VONSILD, 2022), indicando que o sistema atende tal norma. Em relação ao IEC, ela é a organização líder em preparação e publicação de normas técnicas internacionais relacionadas a parte elétrica, eletrônica e tecnologias correlatas (IEC, 2022) .

2.6 Modelo da zona térmica

Para comparar o desempenho do sistema de refrigeração utilizando diferentes fluidos refrigerantes, foi escolhida a climatização de um escritório como aplicação. O escritório escolhido

possui 3m de comprimento, 3m de largura e 2,8m de altura, sendo ocupado de segunda-feira à sexta-feira de 8:00 às 18:00.

A carga térmica foi calculada por meio do método CLTD/CFL (Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor), proposto pela ASHRAE (1997) e recomendado pela ABNT (2008). A carga térmica gerada dentro do escritório \dot{Q}_g é calculada por:

$$\dot{Q}_g = NF + \dot{Q}_{ele} \quad (17)$$

onde N é o número de pessoas, F é a carga térmica gerada por pessoa (W) e \dot{Q}_{ele} é a carga térmica gerada por equipamentos elétricos (W), incluindo o ventilador do evaporador. Para esses dois parâmetros, a (ABNT, 2008) fornece os valores de acordo com o equipamento e aplicação. Para este trabalho, considerou-se 130W/pessoa e 720W para os equipamentos. Este valor agrega os computadores, impressoras e a iluminação. A taxa de transferência de calor oriundo da envoltória (paredes, solo e teto) por sua vez, é avaliado por:

$$\dot{Q}_{wr} = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad (18)$$

onde A é a área para transferência de calor (m^2), T_{ext} é a temperatura externa e T_{int} é a temperatura interna. U representa o coeficiente geral para transferência de calor e é listado pela ABNT (2005B,C) para diferentes materiais e tipos de construção tipicamente utilizados no Brasil, sendo que os neste trabalho considerou-se alvenaria cujo os valores são indicados na Tabela 4. Para determinar o aquecimento oriundo da radiação solar, ABNT (2005B) sugere utilizar a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{sol} = 0,04UA\alpha I \quad (19)$$

onde α representa a absorção à radiação solar (fornecido por ABNT (2005B) e ABNT (2005C)); e I, a radiação solar. Além disso, há também o atraso térmico, ϕ , que representa o tempo transcorrido entre uma variação térmica em um meio e a sua manifestação na superfície oposta de um componente construtivo submetido a um regime periódico de transmissão de calor ABNT (2005A). Em função disso, a radiação solar indicada na Equação 19 é avaliada no tempo $t = t - \phi$ e Duarte *et al.* (2020) sugere calcular a variação interna de temperatura por meio da Equação 20.

$$T_{int} - T_{in}^0 = \frac{\Delta t}{C_{int}} (\dot{Q}_g + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{wr} - \dot{Q}_e) \quad (20)$$

Nesta equação, T_{in}^0 é a temperatura interna avaliada no tempo $t = t - \Delta t$, C_{int} é a capacitância térmica do ambiente interno (considerada como 750kJ/K, baseando-se nas mesas, cadeiras, impressoras, unidade evaporadora do ar condicionado e etc), e as taxas de transferência de calor são calculados utilizando T_{in}^0 . O Δt , representa um degrau dinâmico de tempo que é calculado para uma variação interna máxima de 0,5°C, desde que isso ocorra em uma faixa de 5 a 60 minutos.

Em relação aos parâmetros do ambiente externo, foram consideradas as condições climáticas de uma cidade específica, Belo Horizonte, como ocorre em estudos de caso presentes na literatura Chaturvedi *et al.* (2014); Reis *et al.* (2014). Os dados climáticos foram obtidos no site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET).

2.7 Indicadores de Desempenho

O coeficiente de desempenho, ou COP, representa a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência fornecida. Bell (2012) sugere calcular esse parâmetro conforme a Equação 21.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cp} + \dot{W}_e + \dot{W}_c} \quad (21)$$

Nesta equação, \dot{Q}_e representa a energia absorvida pelo evaporador, \dot{W}_e a potência consumida pelo ventilador do evaporador, \dot{W}_{cp} a potência consumida pelo compressor e \dot{W}_c , a potência consumida pelo ventilador do condensador.

Além disso, para avaliar o impacto ambiental do sistema de refrigeração, foi utilizado o Equivalente Total de Impacto de Aquecimento (TEWI em inglês), como indicado por (de Paula et al., 2020b). Esse parâmetro considera as emissões diretas e indiretas, conforme indicado nas Equações 22, 23 e 24.

$$TEWI_{Total} = TEWI_{Direto} + TEWI_{Indireto} \quad (22)$$

$$TEWI_{Direto} = GWP \cdot m \cdot L_{Taxa} \cdot L_{Tempo} + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{rec}) \quad (23)$$

$$TEWI_{Indireto} = E_{Anual} \cdot \beta \cdot L_{Tempo} \quad (24)$$

Nelas, m representa a carga de fluido refrigerante (indicadas na Tab. 4); L_{taxa} , a taxa anual de emissão de fluido (substituição ou vazamento) (12,5%, considerando operação normal, perdas catastróficas e serviços de manutenção (AIRAH, 2012)); L_{tempo} , a vida útil do sistema (15 anos, considerando a vida útil econômica (MAKHNATCH E KHODABANDEH, 2014)); α_{rec} , é a taxa de recuperação anual (70%, considerando carga de refrigerante menor que 100kg (AIRAH, 2012)); E_{anual} , consumo de energia elétrica pelo sistema; e β , o fator de emissão de CO₂ na produção da energia elétrica (0,082 kgCO₂/kWh, considerando o valor de referência brasileiro (REES, 2016)). Em relação ao consumo de energia elétrica, ele foi calculado somando a energia consumida em cada fração de tempo que o sistema operou durante todo o período avaliado (um ano - 2019).

3. RESULTADOS

Conforme mencionado anteriormente, foi considerada uma aplicação de ar condicionado em Belo Horizonte durante um ano (de 01 de Janeiro a 31 de Dezembro de 2019). A Figura 2 apresenta as temperaturas externa e interna, bem como o COP para o R-410A e R-290 para o período compreendido entre 07 e 11 de Janeiro. Esse gráfico representa uma típica semana, com o COP elevado no começo do dia (temperatura externa ainda baixa), e reduzindo gradativamente até o seu mínimo no começo da tarde (por volta das 14:00). Após isso, há um considerável aumento desse parâmetro com o decorrer do dia e redução da temperatura externa, até o término do dia (18:00). É interessante perceber que o COP do R-290 é sempre superior ao do R-410A, porém, há uma certa proporcionalidade entre os COPs desses fluidos, uma vez que eles são impactados diretamente pela função da temperatura externa. Já na Figura 3, o COP é apresentado em função da hora para os meses de Janeiro, Fevereiro, Março e Abril de 2019 para os fluidos R-290A e R-410A. Por fim, a Figura 4 apresenta a media mensal do COP durante o ano de 2019.

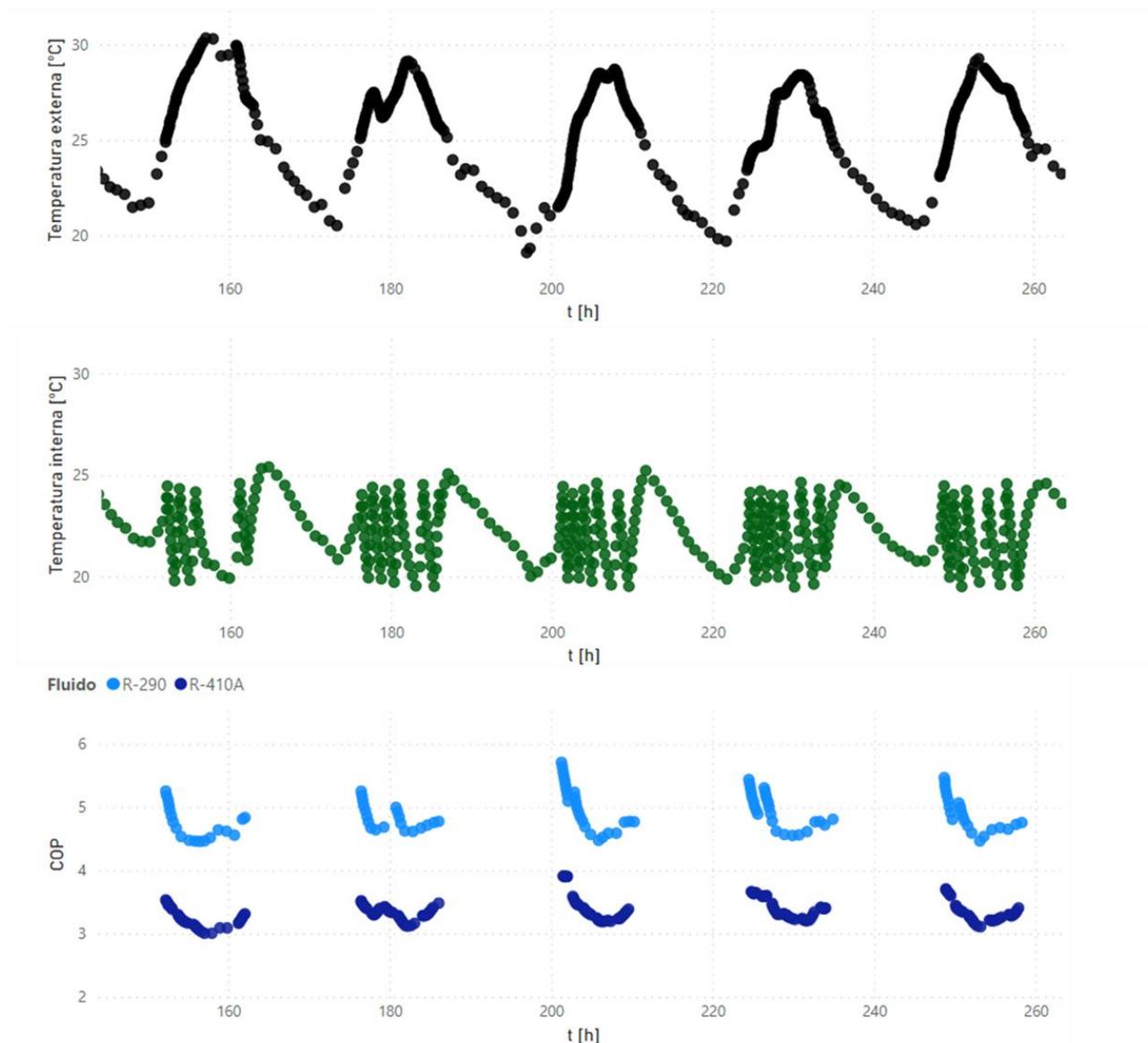


FIGURA 2. Temperatura externa, Temperatura interna, COP do R-410A e R-290 entre 07 e 11 de Janeiro de 2019.

Comparando os valores médios obtidos, o R-290 possuiu um COP 44% maior que o R-410A, com uma carga de refrigerante 45% menor. Esse valores são condizentes, tendo em vista que o R-290 possui uma capacidade de refrigeração volumétrica aproximadamente 4x maior que o R-410a (GUILHERME *et al.*, 2022), e menor consumo de energia do compressor, devido à baixa carga geralmente usada e a sua baixa viscosidade no estado de vapor (JOURDI E AL-AMIR, 2014).

Na literatura, não foram encontrados muitos trabalhos comparando ambos os fluidos, e ainda menos considerando as premissas deste trabalho. No trabalho mais próximo, Joudi e Al-Amir (2014) avaliaram sistemas de ar condicionado residencial, de capacidade semelhante ao deste trabalho, operando com diferentes fluidos refrigerantes, entre eles o R-290 e R-410A, para diferentes temperaturas ambientes. O sistema foi otimizado para cada refrigerante (carga de fluido, tubo capilar e compressor no caso do R-410A) e o estudo identificou resultados similares ao obtidos neste trabalho. Comparando agora o TEWI, é possível perceber uma diferença entre os fluidos, conforme indicado na Figura 5. Comparando apenas o TEWI Direto, os valores calculados para o R-290 e R-410A são 2,6 kg de CO₂ e 30008,8 kg de CO₂, respectivamente. Apesar da carga de R-290 ser aproximadamente metade da utilizada para o R-410A, este possui o GWP 641 vezes maior que o primeiro (1924 contra 3), resultando na diferença observada no valor do TEWI Direto.

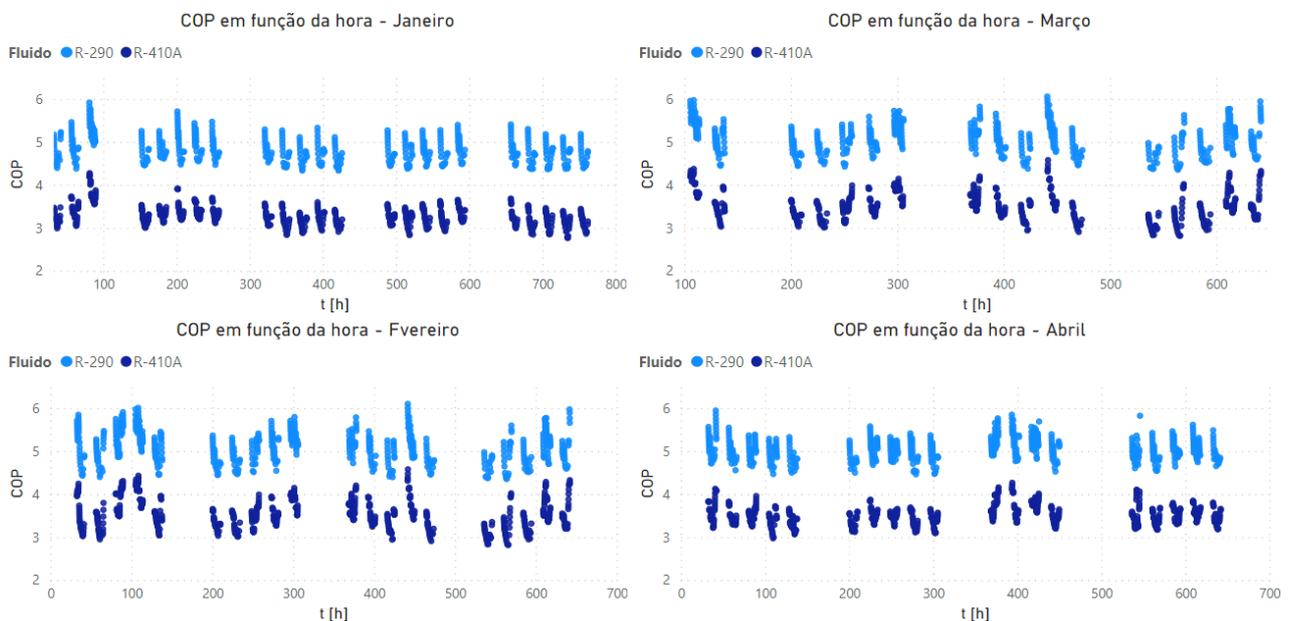


FIGURA 3. COP em função da hora para Janeiro, Fevereiro, Março e Abril de 2019.

Adicionalmente, o compressor que opera o R-290 possui um menor consumo de energia (como explicado por Joudi e Al-Amir (2014) anteriormente), quando comparado ao compressor que opera o R-410A. O resultado disso é que o TEWI Indireto desses dois fluidos também possui uma diferença expressiva de aproximadamente 44% (994,4 kg de CO₂ para o R-290 e 1433,4 kg de CO₂ para o R-410A).

O resultado final disso é que, para o contexto deste estudo, o TEWI Total do R-290 é 77% menor que o do R-410A, reforçando assim a vantagem do ponto de vista ambiental do propano.



FIGURA 4. COP em função do mês - 2019.

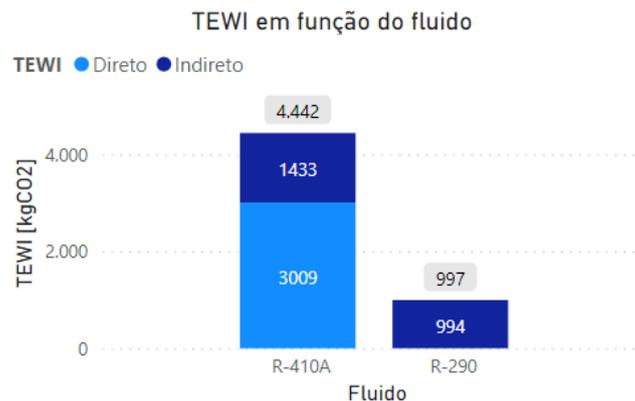


FIGURA 5. TEWI Direto, Indireto e Total em função dos fluidos R-290 e R-410A.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi realizado um comparativo do COP no decorrer do ano para um sistema de ar condicionado do tipo split utilizando R-410A e R-290, considerando as devidas otimizações. Para isso, foi utilizado um modelo matemático que considerou as variações climáticas em Belo Horizonte entre 01 de Janeiro e 31 de Dezembro de 2019. O resultado final foi que o R-290 apresentou, em média, um COP 44% maior que o R-410A, com uma carga de refrigerante 45% menor. Além disso, o TEWI do R-290 foi 77% menor que o do R-410A. Esses valores sugerem que o R-290 é uma alternativa interessante ao R-410A, considerado o aspecto de desempenho, e esse substituto se torna ainda mais atrativo se considerada a perspectiva ambiental (aproximadamente 1/4 do TEWI do R-410A).

REFERÊNCIAS

AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. AHRI Standard 540: Performance rating of positive displacement refrigerant compressor, AHRI, 2020.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, ASHRAE, 1997.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-1. desempenho térmico de edificações - parte 1: Definições, símbolos e unidades, ABNT, 2005A.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-2. desempenho térmico de edificações - parte 2: Método de cálculo da transmitância térmica, ABNT, 2005B.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-3. desempenho térmico de edificações - parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social, ABNT, 2005C.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR16401-1. Instalação de ar-condicionado- Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projeto das instalações, ABNT, 2008.

AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION AIR CONDITIONING AND HEATING, Methods of calculating total equivalent warming impact(tewi), AIRAH, 2012.

Barrault, S.; Calmels, O.; Clodic, D.; Michineau, T. Energy efficiency state of the art of available low-GWP refrigerants and systems”. *Technical Report September, AFCE*. 2018.

Bell, I., 2012. ACHP v1.4. Disponível em <<http://achp.sourceforge.net/index.html>>. Acesso em 30 de agosto de 2022.

Chaturvedi, S.; Gagrani, V.; Abdel-Salam, T. Solar-assisted heat pump - A sustainable system for lowtemperature water heating applications. *Energy Conversion and Management*, v. 77, p. 550 – 557, 2014.

Dabiri, A.; Rice, C. A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat. *Ashrae Transactions*, v. 87, No. Part 2, p. 771–782, 1981.

de Paula, C.H.; Duarte, W.M.; Rocha, T.T.M.; de Oliveira, R.N.; Maia, A.A.T. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 113, pp. 10–20., 2020A ISSN 01407007.doi:10.1016/j.ijrefrig.2020.01.012.

de Paula, C.H.; Duarte, W.M.; Rocha, T.T.M.; de Oliveira, R.N.; Maia, A.A.T. “Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 113, pp. 10 – 20, 2020B. ISSN 0140-7007.

Diniz, H.A.; Paulino, T.F.; Pabon, J.J.; Maia, A.A.; Oliveira, R.N. Dynamic model of a transcritical CO₂ heat pump for residential water heating. *Sustainability (Switzerland)*, v. 13, p. 3464, 2021. ISSN 20711050. doi:10.3390/su13063464.

Duarte, W.M.; Paulino, T.F.; Pabon, J.J.; Sawalha, S.; Machado, L. Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*, v. 184, pp. 527 – 538, 2019A.

Duarte, W.M.; Paulino, T.F.; Pabon, J.J., Sawalha, S.; Machado, L. Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*, v. 184, pp. 527–538, 2019B.

Duarte, W.M.; de Freitas Paulino, T.; Tavares, S.; Gonçalves de Oliveira, A.; Machado, L. Comparative Study of Geothermal and Conventional Airconditioner: a Case of Study for Office Applications. *18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. 2020.

Encyclopedia Britannica. Montreal Protocol international treaty. Disponível em: <<https://www.britannica.com/event/Montreal-Protocol>>. Acesso em 20 de março de 2022.

EPA. International Treaties and Cooperation about the Protection of the Stratospheric Ozone Layer. Disponível em: < <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/international-treaties-and-cooperation-about-protection-stratospheric-ozone> >. Acesso em 21 de março de 2022.

F-Chart Software. Equation Engineering Solver V10.643. 2019.

Garcia, J.; Ali, T.; Duarte, W.M.; Khosravi, A.; Machado, L. Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 91, p. 211–222, 2018.

Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, No. 2, p. 359–368, 1976.

Grimson, E.D. Correlation and utilisation of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks”. *Trans. ASME*, v. 59, p. 583–594, 1937.

Guilherme, Í.F.; Marcucci Pico, D.F.; dos Santos, D.D.O.; Bandarrra Filho, E.P. A review on the performance and environmental assessment of R-410A alternative refrigerants. *Journal of Building Engineering*, v. 47, 2021. ISSN 23527102. doi:10.1016/j.job.2021.103847.

Hughmark, G. Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow. *Chemical Engineering Science*, v. 20, p. 1007–1010, 1965.

Incropera, F.P.; DeWitt, D.P.; Bergman, T.L.; Lavine, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. LTC, 6th edition, 2007.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Who we are, IEC, 2022. Disponível em: <<https://www.iec.ch/who-we-are>>. Acesso em 09 de setembro de 2022.

Joudi, K.A.; Al-Amir, Q.R. Experimental Assessment of residential split type air-conditioning systems using alternative refrigerants to R-22 at high ambient temperatures”. *Energy Conversion and Management*, v. 86, p. 496–506, 2014. ISSN 01968904.

Li, W.; Chu, Y.; Xu, P.; Yang, Z.; Ji, Y.; Ni, L.; Bao, Y.; Wang, K. A transient model for the thermal inertia of chilled-water systems during demand response. *Energy and Buildings*, v. 150, p. 383–395, 2017. ISSN 03787788. doi:10.1016/j.enbuild.2017.05.078.

Makhnatch, P.; Khodabandeh, R. Selection of low GWP refrigerant for heat pumps by assessing the life cycle climate performance (LCCP). In *11th International Energy Agency Heat Pump Conference Montreal*, May 12-16, 2014.

Minetto, S., Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. *International journal of refrigeration*, v. 34, No. 3, pp. 742–751, 2011.

Neils, G.; Klein, S. Heat Transfer. Cambridge university press. 2009.

Nunes, T.K.; Vargas, J.V.; Ordenez, J.C.; Shah, D.; Martinho, L.C. Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response. *Applied Energy*, v. 158, p. 540–555, 2015.

Paulino, T.F.; Oliveira, R.N.; Maia, A.A.T.; Palm, B.; Machado, L. Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO₂ direct-expansion solar-assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*, v. 148, p. 160– 172, 2019.

Protocolo de Montreal. EMENDA DE KIGALI, 2017. Disponível em: <<https://www.protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/emenda-de-kigali>> Acesso em: 08 setembro 2022.

Rabelo, S.N.; Paulino, T.F.; Machado, L.; Duarte, W.M. Economic analysis and design optimization of a direct expansion solar assisted heat pump. *Solar Energy*, v. 188, p. 164 – 174, 2019.

Rees, S. An introduction to ground-source heat pump technology. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, pp. 1–25, 2016.

Reis, R.d.M.; Maia, A.A.; Machado, L.; Koury, R.N. Comparative study between a heat pump and an electrical resistance as energy support for a solar water heater. *Advanced Materials Research*, v. 1016, 2014.

R.E.N. 517/2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Technical report. 2014.

Sethi, A.; Vera Becerra, E.; Yana Motta, S.F.; Spatz, M.W. Low GWP R22 replacement for air conditioning in high ambient conditions. *International Journal of Refrigeration*, v. 57, p. 26–34, 2015. ISSN 01407007.

Shah, M.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.

Shah, M.M. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 74, pp. 604–624, 2017.

United Nations Environment Program. 2018 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. UNEP, 2018. Disponível em <<https://www.unep.org/ozonaction/who-we-are/about-montreal-protocol>>. Acesso em 11 de abril de 2022.

Vonsild, Asbjørn. UNEP Workshop 29th March 2022 Revision process of IEC 60335-2-40 Ed. 7. Disponível em <<https://industriaeformazione.it/wp-content/uploads/2022/04/03-IEC-60335-2-40-process.pdf>>. Acesso em 09 de setembro de 2022.

Waly, M.; Chakroun, W.; Al-Mutawa, N.K. Effect of pre-cooling of inlet air to condensers of air-conditioning units. *International Journal of Energy Research*, v. 29, No. 8, p. 781–794, 2005. doi:<https://doi.org/10.1002/er.1091>.

Yang, B.; Bradshaw, C.R.; Groll, E.A. Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, No. 7, p. 1925–1937, 2013. ISSN 01407007.

Zhang, D.; Wu, Q.; Li, J.; Kong, X. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, No. 1, pp. 522 – 528, 2014.

Zigrang, D.; Sylvester, N. Explicit approximations to the solution of colebrook's friction factor equation. *AIChE Journal*, v. 28, p. 514–515, 1982.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES).