

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO R436A COMO UM REFRIGERANTE ALTERNATIVO AO R134A EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA QUE OPERA COM R744.

Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda – frank_blanco@ufu.br

Enio Pedone Bandarra Filho – bandarra@ufu.br

Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica

R4 Aplicações Industriais e Especiais

Resumo. Neste trabalho é apresentado um estudo para a substituição do R134a no ciclo de alta temperatura pelo hidrocarboneto R436A (mistura de 46 % isobutano e 54 % de propano) em um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R744 no ciclo de baixa temperatura. No ciclo de refrigeração em cascata são estudados os efeitos da temperatura de descarga, capacidade de refrigeração e coeficiente de desempenho. Esta pesquisa é realizada em uma bancada experimental utilizando uma câmara fria, onde foram realizados testes à carga térmica constante. Além dos componentes convencionais de um ciclo de refrigeração em cascata, é utilizado um trocador de calor intermediário que faz a comunicação entre o ciclo de baixa e alta temperatura, proporcionando um superaquecimento e subresfriamento adicional, respectivamente. Os resultados mostraram que o R436A é um refrigerante substituto ao R134a, mostrando um incremento médio no coeficiente de desempenho do sistema de 3,1 % com uma diminuição média na capacidade de refrigeração de 0,3 % e consumo de potência de até 3,3 %.

Palavras-chave: Refrigeração, Cascata, R134a, R436A, R744.

1. INTRODUÇÃO

O ano 2020 teve um aumento médio de temperatura de 1,2 °C em comparação à era pré-industrial (UNEP, 2021). Esse aumento na temperatura global é causado pelos gases de efeito estufa que retêm o calor na camada superior da atmosfera, contribuindo com o derretimento das calotas polares, elevando o nível dos oceanos. Portanto, enfrentar o problema do aquecimento global se tornou um dos principais desafios nos últimos anos. Desde o ponto de vista dos ciclos de refrigeração, o alto impacto ambiental é devido ao vazamento de refrigerantes e às emissões indiretas de CO₂ associadas ao consumo de eletricidade. Esses fatores impulsionaram a União Europeia (EU) aprovar o Regulamento N.º 517/2014, também conhecida como F-gas, que estabelece como medidas de conservação do meio ambiente etapas para contenção, uso, recuperação e destruição de gases HFCs (Schulz e Kourkoulas, 2014). A F-gas impõe quotas que penalizam os refrigerantes de elevado GWP, com o intuito de reduzir a comercialização de gases fluorados para 21 % até 2030 (Kuramochi et al., 2021). Além disso, o Regulamento designou a proibição do uso de refrigerantes fluorados com GWP superior a 150. Adicionalmente, em janeiro do 2019 foi ratificada a emenda Kigali, tendo como objetivo reduzir o consumo de HFC para evitar o aumento na temperatura global de 0,4 °C ao final do século (IISD, 2019).

Nesse sentido, os refrigerantes naturais surgem como uma solução promissora. O CO₂ (R744) é um fluido refrigerante natural com ODP nulo e GWP unitário. Além disso, apresenta elevada miscibilidade com os lubrificantes e é de baixo custo quando comparado com os fluidos refrigerantes sintéticos (Niu e Zhang, 2006). A atração no uso do R744 em sistemas de refrigeração é baseada em suas propriedades de transporte caracterizadas por sua reduzida viscosidade na fase líquida e elevada condutividade térmica, desempenhando um papel importante na queda de pressão e transferência de calor (Kim et al., 2004). O R744 possui uma elevada massa específica, o que permite o dimensionamento de componentes de menor tamanho, tais como: trocadores de calor, compressores e tubulação em comparação aos elementos utilizados com os fluidos refrigerantes convencionais (ASHRAE, 2018). Uma aplicação do R744 é através do ciclo de refrigeração em cascata (CRC), este sistema funciona com dois ciclos de refrigeração, conhecidos como o ciclo de alta temperatura (CAT) e o ciclo de baixa temperatura (CBT), operando com fluidos refrigerantes independentes, a diferentes pressões e temperaturas para cada ciclo, permitindo que cada ciclo opere com uma relação de compressão baixa, resultando numa diminuição de consumo de energia (Stoecker e Saiz, 2018). O CRC pode fornecer duas demandas de resfriamento de média e baixa temperatura com um elevado coeficiente de desempenho (COP) aliado com reduções de impacto ambiental, obtendo resultados superiores em comparação ao ciclo de refrigeração de simples estágio (Parolin et al., 2019).

Na literatura, é observado que a maioria dos trabalhos existentes sobre CRC são teóricos e o número de trabalhos experimentais é limitado. Llopis et al., (2015) avaliaram o ciclo de refrigeração subcrítico de CO₂ utilizando no CBT um trocador interno em conjunto com um gás cooler na descarga do compressor, eles concluíram que a implementação do trocador de calor interno aumenta a capacidade de refrigeração específica. Cabello et al., (2016) comparou o R152a como drop-in do R134a no CAT, obtendo um desempenho para o par R152a/R744 levemente superior. No entanto, as temperaturas de descarga do compressor operando com o R152a foram aumentadas em até 10 °C, para a mesma faixa de testes realizados. Enquanto na literatura o R436A tem sido analisado por Hastak e Kshirsagar, (2018) e Rasti et al., (2013) em trabalhos experimentais como substituto do R134a, trocando apenas o fluido refrigerante e o compressor HFC por um HC, em sistemas de refrigeração domésticos. Contudo, conforme relatado anteriormente, existe uma lacuna na literatura em termos de investigação experimental testando R436A no CAT num CRC.

Portanto, para resolver essas carências, neste trabalho é realizada uma comparação experimental do CRC desde o ponto de vista energético trocando o R134a do CAT (sistema originalmente projetado) pelo refrigerante R436A fluido caracterizado pelo baixo GWP. É importante salientar que o R436A é altamente inflamável com classificação de segurança A3. Dessa forma, espera-se que o sistema de refrigeração operando com o R436A, esteja sujeito a limitações de área e carga conforme as normas nacionais ou internacionais aplicáveis para cada tipo de aplicação e ocupação (DIN, 2017).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

A bancada experimental foi desenvolvida e construída para operar em condições de refrigeração de supermercados, em aplicações de média e baixa temperatura. Os testes são realizados com carga térmica constante dentro uma câmara fria. Neste ciclo de refrigeração é utilizado um trocador de calor intermediário que faz a comunicação entre os ciclos de baixa e alta temperatura, proporcionando superaquecimento e subresfriamento para o CBT e CAT, respectivamente.

A bancada experimental utiliza dois compressores do tipo alternativos e semi-herméticos: OCTAGON 2CC-4.2Y-20D, Bitzer, para o CAT e OCTAGON 2MSL-07K-20D, Bitzer, para o CBT, respectivamente. Foram utilizadas válvulas de expansão eletrônicas: E2V14B, CAREL, para o CAT e E2V09B, CAREL, para o CBT. Além disso, o CBT possui um tanque de líquido (F302K, Bitzer) e um evaporador de fonte de ar de expansão direta (CDL 0168.0X7A, Güntner) localizado dentro da câmara fria, enquanto o CAT possui um condensador resfriado a ar (LH84-30, Bitzer). Os trocadores de calor utilizados são placas braçadas, dispostos em contracorrente, tanto no trocador de calor em cascata (B25Tx26H/1P, SWEP) e no trocador intermediário (B5x4H/1P, SWEP).

O ciclo de refrigeração possui um banco de resistências localizado dentro da câmara fria para simular a carga térmica, com capacidade de até 3 kW. Além disso, dada que a condensação, no CAT é realizada em um trocador de calor resfriado a ar, a temperatura ambiente se torna um parâmetro fundamental na remoção de calor. Portanto, o CAT possui um variador de frequência (CFW300, WEG), utilizado para manter e controlar a temperatura de condensação, variando a potência do ventilador. O sistema foi instrumentado usando transdutores de pressão piezoresistivos (SPKT0043R0, Carel) e (SPKT0013R0, Carel) para o CAT, nos pontos de alta e baixa pressão, respectivamente. Enquanto o (SPKT0033R0, Carel) foi utilizado para o CBT, em ambos os pontos. Da mesma forma a bancada experimental possui medidores de vazão mássica do tipo Coriolis modelo (RHM03-4FS1PN, Metroval) para o CAT e (RHM06-1FS1SS, Metroval) para o CBT. Além disso, em ambos os ciclos foram implementados termopares tipo T, para medição de temperatura nos diferentes pontos do ciclo. Na Fig. 1 é ilustrada a bancada experimental com os respectivos diagramas P-h.

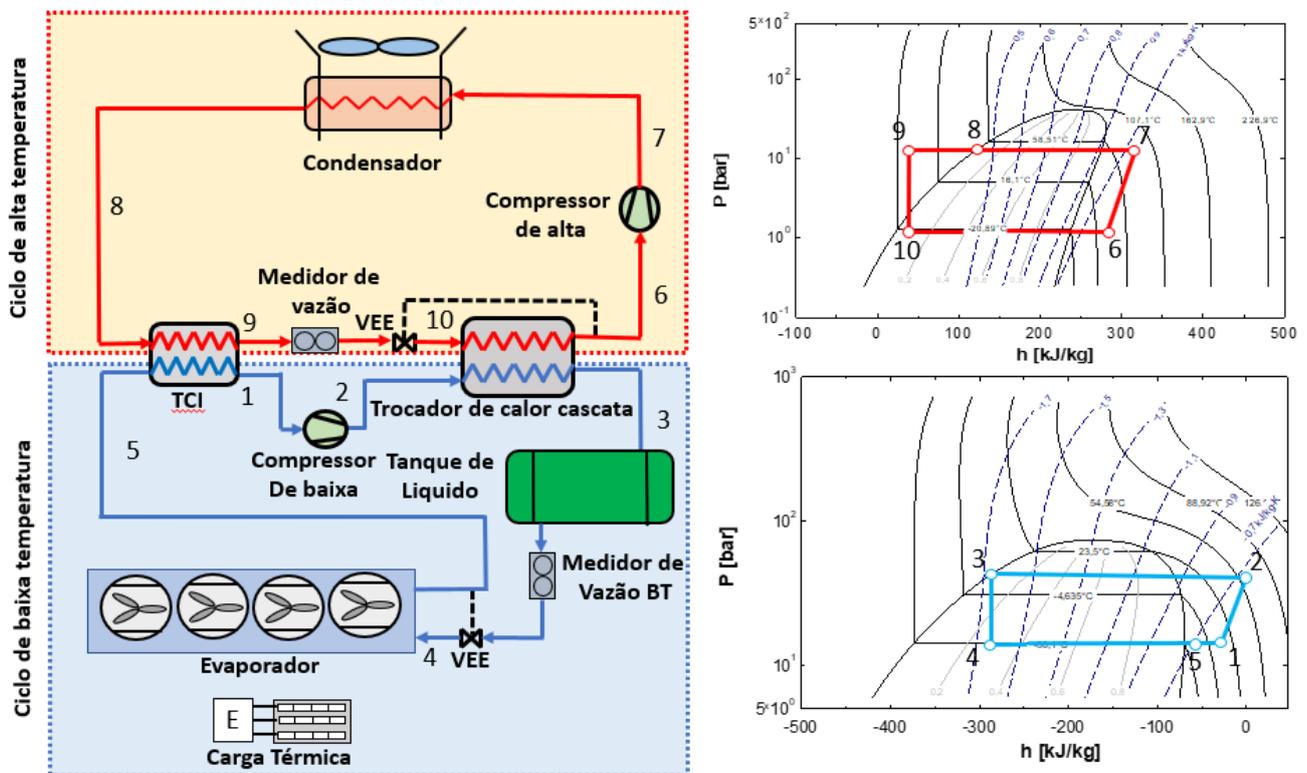


Figura 1 Bancada experimental utilizada neste estudo.

Na avaliação energética do R436A como substituto ao R134a, foram alterados os seguintes parâmetros: superaquecimento do CBT, temperatura de condensação e carga térmica. O superaquecimento é variado de 6, 9 e 12 K mediante a abertura da EEV. A temperatura de condensação no CAT foi variada em 34, 37 e 40 °C, por meio de um controle PID que modula a potência no ventilador do condensador. A carga térmica é modulada de 2 a 3 kW em um banco de resistências. É importante salientar que a carga de refrigerante do R134a e R436A foram de 3,7 e 1,64 kg, respectivamente, enquanto a carga do R744 foi de 28 kg.

No ciclo de refrigeração em cascata, a diferença entre as temperaturas de condensação do CBT e evaporação do CAT no trocador de calor em cascata desempenha um papel fundamental no consumo de energia de ambos os compressores. O compressor CAT operou a 60 Hz para todos os testes. A abertura da válvula eletrônica do CAT quando o sistema operou com o R134a/R744 foi de 22,1 % e 16,7 % enquanto o R43A foi de 16,6 % e 10,4 % para os valores de carga térmica de 2 e 3 kW, respectivamente. Essas aberturas garantem a condensação do CBT em níveis de temperatura de condensação CBT -15,8 a -8,7 °C, fazendo que a diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata oscile entre 3 a 5 K, sendo esses valores recomendados na literatura para manter um baixo consumo de potência entre o CAT e CBT (Nebot-Andrés et al., 2017).

Na análise energética do CRC, foi estipulado que todos os componentes se encontram operando em regime permanente, as trocas por energia potencial e energia cinética são negligenciados em ambos os ciclos de refrigeração, os processos de expansão são assumidos como isoentálpicos, as perdas de pressão e transferência de calor ao ambiente na tubulação são negligenciadas. Os dados foram coletados, quando se tem uma oscilação de até 5 % nas variáveis do processo (pressão, temperatura, vazão mássica etc.), demorando em média um tempo de 3 horas para atingir cada condição de teste. Uma vez atingida esta condição os dados foram adquiridos a cada 3 segundos em um intervalo de tempo de 30 minutos. As propriedades termodinâmicas dos fluidos testados foram obtidas usando o software CoolProp 6.4.1 (Bell et al., 2014).

Na avaliação de desempenho do CRC foram realizados os cálculos de capacidade de refrigeração, por meio da Eq. 1, onde \dot{m} e Δh correspondem à vazão mássica do refrigerante e a diferença de entalpias entre a saída e entrada do evaporador, respectivamente.

$$\dot{Q}_{CRC} = \dot{m} \Delta h \quad (1)$$

O coeficiente de desempenho COP_{CRC} é determinado por meio da Eq. 2. Na qual \dot{Q}_{CRC} corresponde à capacidade de refrigeração do CBT. Enquanto \dot{W}_{CAT} e \dot{W}_{CBT} representam respectivamente a potência consumida pelo compressor no ciclo de alta e baixa temperatura.

$$COP_{Sys} = \frac{\dot{Q}_{CRC}}{\dot{W}_{CAT} + \dot{W}_{CBT}} \quad (2)$$

As incertezas expandidas associadas de cada medição foram estimadas combinando a incerteza pelo fabricante e o desvio padrão. As medições foram feitas considerando um intervalo de confiança de 95 %. Para calcular a incerteza dos parâmetros calculados foi utilizada a lei de propagação de erros (Moffat, 1988), a qual é descrita pela Eq. 3.

$$U_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial Y_i}{\partial X_i} U_{X_i} \right)^2} \quad (3)$$

Na Eq. 3, X_i e Y_i , são as variáveis medidas e calculadas enquanto U_{X_i} e U_Y representam as incertezas das variáveis medidas e estimadas, respectivamente. A incertezas associadas às propriedades termodinâmicas foram estimadas utilizando o procedimento proposto por Aprea et al., (1997). A Tab. 1 apresenta as incertezas expandidas associadas a cada parâmetro medido e calculado.

Tabela 1: Incertezas experimentais das variáveis medidas.

Variável ou medida calculada	Sensor	Incerteza
Temperatura do ar da câmara	PT-100	± 0,6 °C
Temperatura de descarga	Termopar tipo T	± 0,5 °C
Pressão de evaporação	Transdutor piezoresistivo	± 0,7 %
Pressão de condensação	Transdutor piezoresistivo	± 1,5 %
Vazão mássica de refrigerante	Sensor de vazão mássica tipo Coriolis	± 0,8 %
Temperatura de evaporação	Calculada	± 0,7 %
Temperatura de condensação	Calculada	± 1,5 %
\dot{Q}_{CRC}	Calculada	± 1,2 %
\dot{W}_{CRC}	Calculada	± 1,4 %
COP_{CRC}	Calculada	± 2 %

3. ANÁLISE DE RESULTADOS

Na Fig. 2 são ilustradas as temperaturas do ambiente refrigerado em função da capacidade de refrigeração para o R134a e R436A. A capacidade de refrigeração e a temperatura dentro da câmara fria aumentam conforme é elevada a carga térmica, isto leva a um aumento de vazão mássica e consequentemente maiores temperaturas de evaporação. Além disso, é evidenciado o efeito do superaquecimento no CBT na temperatura da câmara fria, quanto maior o valor desta variável, maior é a temperatura dentro da câmara, como efeito a válvula eletrônica do CBT fornecera uma menor vazão mássica e, consequentemente, uma capacidade de refrigeração menor. Na análise de capacidade de refrigeração, para o R436A em comparação ao R134a, foi observada uma diminuição média de 0,3 %. Por outro lado, foi verificado que apesar de que a câmara fria é bem isolada, existem perdas inerentes de transferência de calor através das paredes, piso e teto. Portanto, foi adaptada a metodologia utilizada por Hermes et al., (2013) para considerar as perdas de transferência de calor na câmara fria no cálculo de capacidade de refrigeração, obtendo-se resultados levemente superiores aos valores impostos pelo banco de resistências.

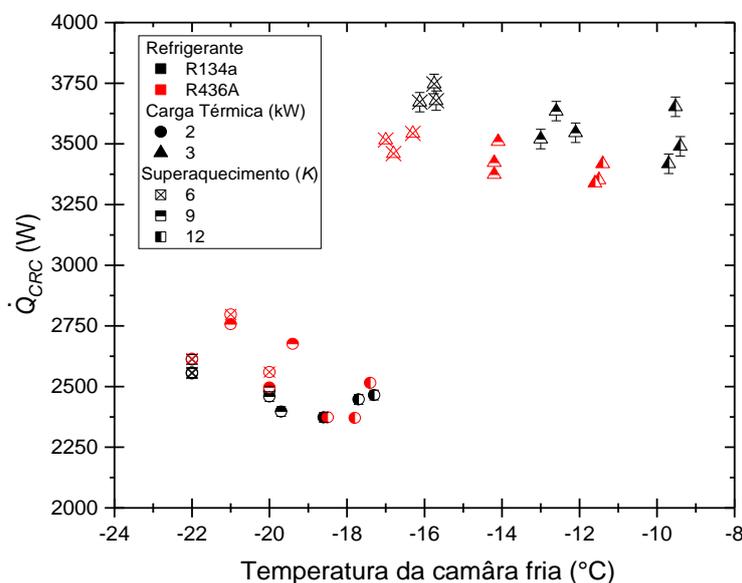


Figura 2 capacidade de refrigeração em função da temperatura da câmara fria.

Na Fig. 3 (a) é constatado que a temperatura de descarga do CAT aumenta conforme diminui a temperatura de condensação, esse comportamento é justificado pelo superaquecimento variável, pois a válvula permaneceu numa abertura constante dependendo da condição da carga térmica imposta eo refrigerante testado. Por outro lado, é verificado que não existe relação direta da temperatura de descarga do CAT com o superaquecimento e carga térmica, pois o CAT é isolado do CBT pelo condensador em cascata. Na Fig. 3 (b) é evidenciado que a temperatura de descarga do CAT, aumenta proporcionalmente ao superaquecimento do CBT e a temperatura de condensação.

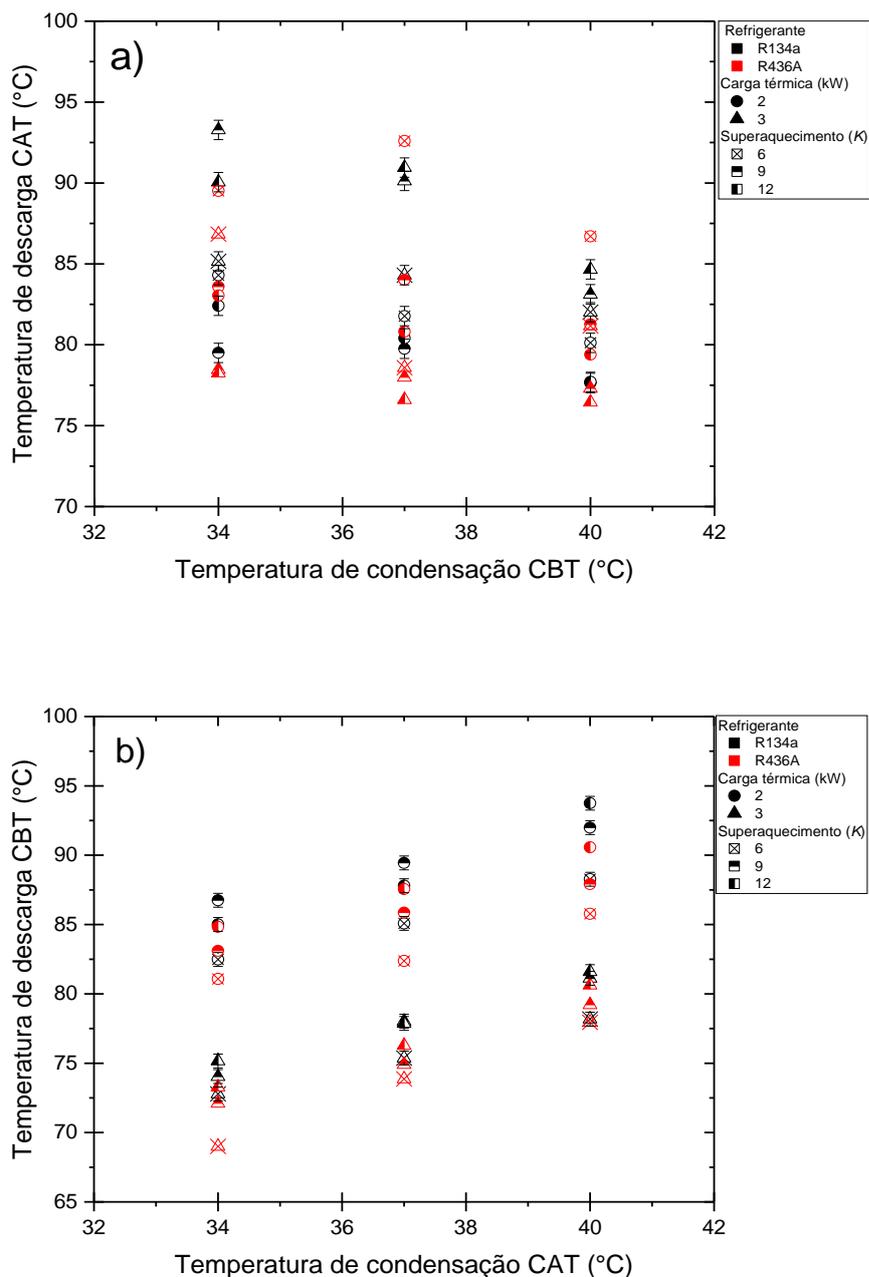


Figura 3 Temperatura de descarga a) CAT b) CBT para diferentes temperaturas de condensação

Na Fig. 4 são apresentados os resultados do R436A em função do COP_{CRC} e \dot{Q}_{CRC} normalizados para o R134a. Essa figura permite analisar de forma intuitiva as influências dos parâmetros mencionados anteriormente, onde: (I) quadrante, melhor cenário representa a condição de superior \dot{Q}_{CRC} e COP_{CRC} ; (II) quadrante, representa uma condição com \dot{Q}_{CRC} inferior e COP_{CRC} superior; (III) quadrante, pior cenário representa condição de \dot{Q}_{CRC} e COP_{CRC} inferiores, e por fim, (IV) quadrante, cenário que representa menores valores de COP_{CRC} e elevada \dot{Q}_{CRC} . Como pode ser observado, o R436A ultrapassa o valor unitário estando nos quadrantes I e II para carga térmica de 2 kW com aumentos no COP_{CRC} de até 17 %, em conjunto com acréscimos na capacidade frigorífica de até 11 %.

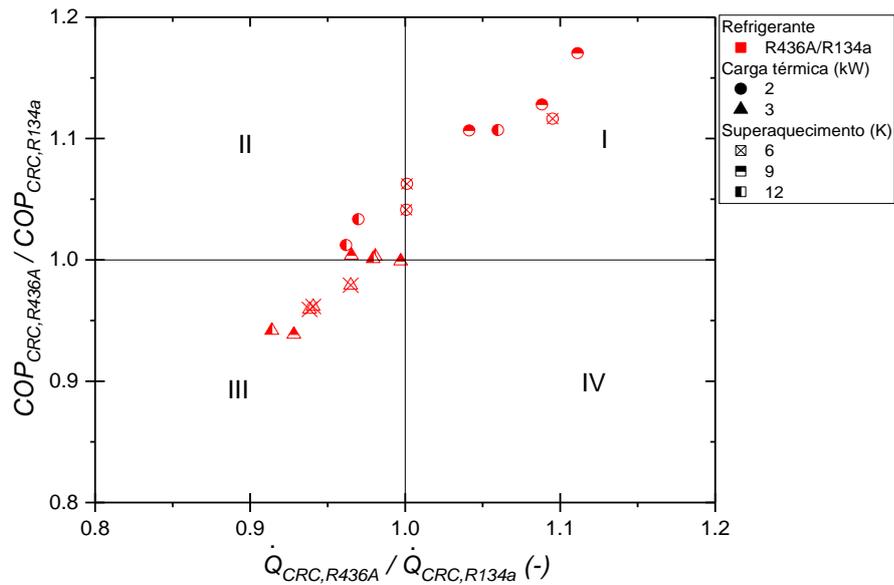


Figura 4 Gráfico do COP_{CRC} e capacidade de refrigeração normalizados para o R134a

A Fig. 5 apresenta os resultados do R436A em função do COP_{CRC} e do consumo de potência total normalizados para o R134a. Essa figura permite analisar de forma intuitiva as influências dos parâmetros mencionados anteriormente, onde: (I) quadrante, a condição superior de consumo de potência e COP_{CRC} ; (II) quadrante, melhor cenário, condição inferior no consumo de potência e COP_{CRC} superior; (III) quadrante, condição de consumo de potência e COP_{CRC} inferiores, e por fim, (IV) quadrante, pior cenário, condição de maior consumo de potência e menor COP_{CRC} . Observa-se que apenas o R436A ultrapassa o valor unitário, encontrando-se no quadrante II com reduções no consumo de potência de até 8 % normalizado de até 5 %.

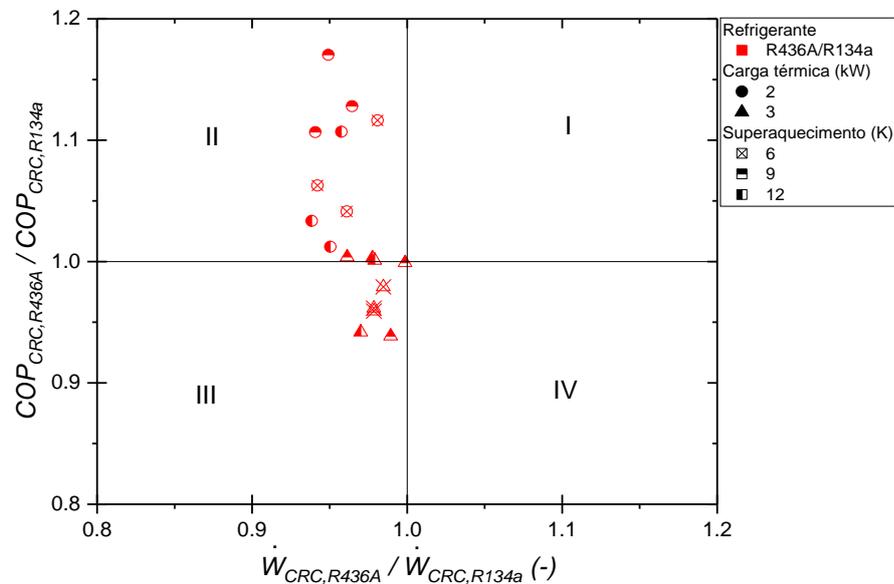


Figura 5 Gráfico do COP_{CRC} e consumo de potência total normalizados para o R134a

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho, o refrigerante R436A foi investigado experimentalmente como fluido alternativo para substituir diretamente o R134a em um CRC. Esse fluido alternativo foi avaliado em diferentes condições operacionais, incluindo temperaturas de condensação de 34°C, 37°C e 40°C, superaquecimento CBT de 6, 9 e 12 K e capacidade de refrigeração de 2,25 a 3,75 kW. As temperaturas da câmara fria variaram de -23,1 a -9,4 °C, atendendo aplicações de refrigeração comercial.

O R436A mostrou um incremento médio nos valores COP_{CRC} de 3,1 % apresentando um maior desempenho para valores de carga térmica de 2 kW.

O fluido refrigerante alternativo apresentou com uma diminuição média na capacidade de refrigeração de 0,3 % e consumo de potência de até 3,3 % em relação ao R134a.

Em relação à temperatura de descarga o R436A apresentou um aumento médio de 1,9 °C, portanto pode-se concluir que este acrescimento médio de temperatura não afeta o comportamento e lubrificação do compressor.

Para finalizar, pode-se afirmar que o R436A é uma alternativas potencial para substituir o R134a, desde que uma avaliação de risco seja executada, já que este fluido analisado possui características inflamáveis com classificação ASHRAE A3 (ANSI/ASHRAE, 2013).

REFERENCIAS

- ANSI/ASHRAE, 2013. ANSI/ASHRAE Standard 34-2013: Designation and safety classification of refrigerants, ASHRAE Standard.
- Apra, C., De Rossi, F., Mastrullo, R., 1997. The uncertainties in measuring vapour compression plant performances. *Meas. J. Int. Meas. Confed.* 21, 65–70. [https://doi.org/10.1016/S0263-2241\(97\)00040-7](https://doi.org/10.1016/S0263-2241(97)00040-7)
- ASHRAE, 2018. REFRIGERATION, SI. ed, Ashrae. W. Stephen Comstock, Atlanta, USA.
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., 2014. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp [WWW Document]. *Ind. Eng. Chem. Res.* <https://doi.org/https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., Catalán, J., Nebot-Andrés, L., Torrella, E., 2016. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants. *Appl. Therm. Eng.* 110, 972–984. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>
- DIN, 2017. EN- 378-Refrigerating Systems and Heat pumps-Safety and Environmental Requirements.
- Hastak, S.S., Kshirsagar, J.M., 2018. Comparative performance analysis of R600a and R436a as an alternative of R134a refrigerant in a domestic refrigerator. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 377. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/377/1/012047>
- Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T., 2013. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. *Appl. Therm. Eng.* 50, 1029–1034. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.035>
- IISD, 2019. Kigali Amendment Enters into Force, Bringing Promise of Reduced Global Warming [WWW Document]. *Sustain. Dev. Goals Knowl. Hub.* URL <https://sdg.iisd.org/news/kigali-amendment-enters-into-force-bringing-promise-of-reduced-global-warming/> (accessed 2.10.21).
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004. Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science.* <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- Kuramochi, T., Nascimento, L., Moisiu, M., den Elzen, M., Forsell, N., van Soest, H., Tanguy, P., Gonzales, S., Hans, F., Jeffery, M.L., Fekete, H., Schiefer, T., de Villafranca Casas, M.J., De Vivero-Serrano, G., Dafnomilis, I., Roelfsema, M., Höhne, N., 2021. Greenhouse gas emission scenarios in nine key non-G20 countries: An assessment of progress toward 2030 climate targets. *Environ. Sci. Policy* 123, 67–81. <https://doi.org/10.1016/j.envsci.2021.04.015>
- LLOPIS, R., SANZ-KOCK, C., CABELLO, R., SÁNCHEZ, D., 2015. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO2 subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. *Appl. Therm. Eng.* 80, 0–11. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>
- Moffat, R.J., 1988. Describing the uncertainties in experimental results. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1, 3–17. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)
- Nebot-Andrés, L., Llopis, R., Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., 2017. CO2 with mechanical subcooling vs. CO2 cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. *Appl. Sci.* 7. <https://doi.org/10.3390/app7090955>
- Niu, B., Zhang, Y., 2006. Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures. *Int. J. Refrig.* 30, 37–42. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.06.002>
- Parolin, L., Corrêa, R., Rocha, S., Valença, H., Hallak, J., 2019. Thermodynamic Performance Evaluation of a Cascade Refrigeration System with Mixed Refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170. *Int. J. Refrig.* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.07.005>
- Rasti, M., Aghamiri, S., Hatamipour, M.S., 2013. Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a. *Int. J. Therm. Sci.* 74, 86–94. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.009>
- Schulz, M., Kourkoulas, D., 2014. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014. *Off. J. Eur. Union* 2014, L150/195-230.

Stoecker, W., Saiz, J., 2018. Refrigeração industrial, 3a edição. ed. Blucher, São Paulo.

United Nations Environment Programme, 2021. Alarming rise in global temperatures [WWW Document]. URL <https://www.unep.org/news-and-stories/story/alarming-rise-global-temperatures>

EXPERIMENTAL EVALUATION OF R436A AS AN ALTERNATIVE REFRIGERANT TO R134A IN A CASCADE REFRIGERATION CYCLE OPERATED WITH R744.

Abstract. In this paper a study is presented for the replacement of R134a in the high temperature cycle by the hydrocarbon R436A (mixture of 46 % isobutane and 54 % propane) in a cascade refrigeration cycle operating with R744 in the low temperature cycle. In the cascade refrigeration cycle the effects of discharge temperature, cooling capacity and coefficient of performance are studied. This research is carried out on an experimental bench using a cold room, where tests were performed at constant thermal load. In addition to the conventional components of a cascade refrigeration cycle, an intermediate heat exchanger is used that communicates between the low and high temperature cycle, providing additional superheating and subcooling, respectively. The results showed that R436A is a substitute refrigerant for R134a, showing an average increase in system performance coefficient of 3.1 % with an average decrease in cooling capacity of 0.3 % and power consumption of up to 3.3 %.

Keywords: Refrigeration, Cascade, R134a, R436A, R744.