

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DO R32  
COMO SUBSTITUTO DO R410A EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Marco Túlio Gama da Silva – mtgds\_24@hotmail.com  
David Fernando Marcucci Pico – davidmarcuccip@gmail.com  
Enio Pedone Bandarra Filho – bandarra@mecanica.ufu.br  
Daniel Dall'Onder dos Santos – dallonder@ufu.br  
Arthur Heleno Pontes Antunes – arthur.antunes@ufu.br  
Universidade Federal de Uberlândia, www.ufu.br

R1 – Sistemas, Equipamentos e Componentes

**Resumo.** Este trabalho apresenta uma avaliação experimental de um sistema de refrigeração utilizando R410A, verificando se o fluido R32 é um possível substituto devido ao seu GWP consideravelmente menor. O que motivou essa pesquisa foi a necessidade atual de encontrar fluidos refrigerantes alternativos que apresentem o menor impacto possível ao meio ambiente. Para a realização desse trabalho, foi montada uma bancada experimental de refrigeração com capacidade nominal de 5 TR (~15,6 kW), de forma que foi possível avaliar parâmetros operacionais como: a capacidade de refrigeração, a potência consumida pelo compressor, o coeficiente de desempenho e a temperatura de descarga do compressor. A medição do impacto ambiental dos dois fluidos foi calculada através da metodologia TEWI. A partir dos dados obtidos, realizou-se uma análise de desempenho de ambos os fluidos refrigerantes. Foram realizados testes variando a temperatura de evaporação entre -7 e 7 °C, enquanto a temperatura de condensação foi mantida em 41 °C. Além da temperatura de evaporação, variou-se também a frequência de operação do compressor de 45 até 60 Hz. Os resultados obtidos mostraram que a potência consumida pelo compressor utilizando R32 aumentou de 3 a 5% quando comparada ao R410A. A capacidade de refrigeração do R32 apresentou-se, aproximadamente, de 3 a 7% maior do que para o R410A. O COP foi 2 a 8% maior utilizando R32. A temperatura de descarga do compressor operando com R32 foi de, aproximadamente, 20 a 30 °C mais alta do que para o R410A. Para todas as condições de teste avaliadas, observou-se que a capacidade de refrigeração e o coeficiente de desempenho apresentaram melhoras, concluindo que a performance do R32 foi superior à performance do R410A. Finalmente, ao calcular o TEWI para os dois fluidos refrigerantes analisados, observou-se que os impactos diretos do R32 foram reduzidos, principalmente devido à redução da quantidade de fluido refrigerante necessária e ao menor GWP que esse fluido refrigerante apresenta. Em contrapartida, devido ao aumento do consumo de energia do compressor, quando o R32 foi utilizado, os impactos indiretos do R32 foram maiores.

**Keywords:** R410A, R32, sistema de refrigeração, TEWI

## 1. INTRODUÇÃO

A indústria de refrigeração e ar condicionado vêm mantendo uma constante evolução desde o século XIX, com a descoberta do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Com o passar do tempo, foram sendo descobertas e criados novos sistemas, assim como novos materiais e fluidos, tornando a refrigeração mais eficiente, econômica e, consequentemente, amplamente mais utilizada.

Inicialmente, eram utilizados fluidos naturais como forma de refrigeração, porém tais fluidos se mostravam com baixa eficiência energética, além de problemas quanto a sua toxicidade e inflamabilidade. Procurando aumentar essa eficiência, cientistas passaram a desenvolver fluidos sintéticos clorofluorcarbonos (CFC) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC). Um exemplo de fluido bastante utilizado era o R22.

Durante o século XX, cientistas foram se mostrando cada vez mais preocupados com a situação em que o meio ambiente se encontrava. Em 1974, Rowland e Molina conseguiram demonstrar que os fluidos sintéticos utilizados na indústria da refrigeração contribuíam para a destruição da camada de ozônio. Dessa forma, iniciou-se uma busca por novos fluidos refrigerantes e soluções alternativas.

Como forma de incentivo para a procura de novas tecnologias sustentáveis, foram criadas leis ambientais que limitam o uso de fluidos que causam impacto negativo na camada de ozônio. Essas leis foram estabelecidas através do Protocolo de Montreal (1987) e foram determinadas metas para que houvesse a eliminação dos fluidos CFC e HCFC.

A busca por fluidos alternativos, fez com que cientistas desenvolvessem hidrofluorcarbonos (HFC). Com isso, o problema da camada de ozônio seria resolvido. Porém, os HFC causam um impacto muito grande no aumento do efeito estufa. Assim sendo, foi necessária a reformulação das leis ambientais, para que seja minimizado ao máximo o impacto no aquecimento global. Tais leis foram estabelecidas através do Protocolo de Quioto (1997).

Desde 1987, o Protocolo de Montreal já foi revisado oito vezes, sendo que, em sua última revisão, foi adotada a Emenda de Kigali (2016). Tal emenda inclui o controle da produção e consumo dos HFCs. Para realizar esse controle, foi estabelecido um cronograma, dividindo os países membros em três categorias, sendo as metas estipuladas de forma diferente para cada um desses grupos. O primeiro grupo é o de países considerados industrializados, que já haviam

começado o congelamento da produção de HFCs, tendo uma redução de 85% do consumo em relação à sua linha de base até 2036. O segundo grupo é o de países considerados em desenvolvimento, os quais devem realizar o congelamento da produção até 2024, atingindo o consumo máximo de 20% em relação à linha de base até 2045. Neste grupo está incluso o Brasil. O terceiro grupo, que inclui Índia, Iraque, Paquistão e algumas economias baseadas no consumo de petróleo, como a Arábia Saudita, devem realizar o congelamento da produção de HFC entre 2024 e 2026, reduzindo seu consumo em 85% em relação à linha de base até 2047.

Em 1991, buscando formas de substituir a utilização do R22 na refrigeração, a empresa Allied Signal produziu o fluido R410A, o qual é uma mistura quase azeotrópica de R32 (difluorometano) e R125 (pentafluoroetano) e apresenta ODP nulo. Devido à sua elevada pressão de operação, o R410A não pode ser utilizado como um substituto direto do R22, sendo necessária a adoção e o projeto de novos sistemas para que ele possa ser utilizado (Schultz, 2014).

Devido às metas propostas no Protocolo de Montreal, em países considerados desenvolvidos, os equipamentos já foram reformulados e a migração de R22 para R410A em seus sistemas de refrigeração vêm sendo feita. Atualmente, o R410A é o principal refrigerante utilizado para substituir o R22 em aplicações de ar condicionado residenciais (Chen, 2008; Han et al., 2012; Padalkar et al. 2014). Em países em desenvolvimento, como é o caso do Brasil, essa migração pode ser feita até 2030. Devido a esse fator, o R22 ainda é amplamente utilizado no Brasil.

Apesar de não apresentar nenhum efeito quanto à degradação da camada de ozônio, o R410A, de acordo o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC) possui um GWP de 2088. Partindo das metas estabelecidas pelo Protocolo de Quioto, antecipa-se que o uso do R410A não será mais permitido no futuro. Isto posto, cientistas começaram uma nova busca por fluidos alternativos que possuam GWP mais baixo e que possam ser utilizados como potenciais substitutos para o R410A.

No meio desta procura por novos fluidos refrigerantes, alguns cientistas passaram a fazer teste com o R32 puro, como alternativa para o R410A (Dalkilic and Wongwises, 2010; Xu et al., 2013). O R32 apresenta um GWP de 675 (Forster et al., 2007), o que é aproximadamente três vezes menor do que o GWP do R410A. O R32 pertence a uma classe de refrigerantes pouco inflamáveis, de acordo com as normas de segurança da ASHRAE 34 e apresenta uma capacidade volumétrica maior do que a do R410A o que faz com que, potencialmente, o COP de um sistema utilizando R32 seja maior (Barve et al., 2012).

Leck (2010) relatou que, devido às temperaturas de descarga do compressor comumente mais altas quando utilizando o R32, sistemas utilizando esse fluido apresentam uma confiabilidade menor por causa de fadiga das suas válvulas e tensão térmica do fluido lubrificante. Para amenizar esse efeito, é sugerido que o R32 seja utilizado em misturas, ao invés de completamente puro.

Taira et al. (2011) observou que devido à maior capacidade volumétrica do R32, quando comparado ao R410A, a quantidade de R32 utilizada para carregar o sistema pode ser reduzida a 50% da quantidade de R410A para um mesmo sistema. Devido à menor quantidade de fluido que é utilizado, o impacto direto no efeito estufa pode ser reduzido. Em vários países, principalmente na Ásia, o R32 já vêm sido proposto como um substituto para o R410A. Porém, suas propriedades de inflamabilidade ainda fazem com que haja um receio quanto à sua utilização, principalmente em aplicações residenciais.

## **2. MATERIAIS E MÉTODOS**

### **2.1 Bancada experimental**

A bancada utilizada para coletar os dados experimentais foi desenvolvida e operada no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Faculdade de Engenharia Mecânica, localizado na Universidade Federal de Uberlândia. A bancada consiste em um sistema de refrigeração que possui capacidade frigorífica semelhante ao de um ar condicionado com aplicações residenciais.

O mecanismo pode ser representado por um único ciclo de refrigeração, formado por um compressor do tipo scroll, com rotação variável, um condensador com arrefecimento à água, uma válvula de expansão eletrônica, também com abertura variável, e um evaporador. Nesse ciclo, o fluido refrigerante (nesse caso R410A ou R32) sai do compressor e é transportado direto para o condensador, dentro do qual ele troca calor com a água proveniente de uma torre de resfriamento. Ao sair do condensador, o fluido passa por um medidor de vazão do tipo Coriolis e então expande na válvula de expansão para, posteriormente, entrar no evaporador, no qual ele é aquecido até o ponto de superaquecimento e, então, retornar ao compressor. A Fig. 1 ilustra a bancada utilizada.

O compressor utilizado é hermético do tipo scroll, fabricado pela Emerson, projetado para operar com o R410A, com deslocamento volumétrico entre 7,01 e 9,55 m<sup>3</sup>/h e capacidade nominal de 5 TR (~15 kW). De forma que minimizasse ao máximo a troca de calor entre o fluido e o ambiente externo, toda a tubulação da bancada é isolada.



Figura 1. Bancada experimental de refrigeração utilizada

O controle da carga térmica foi feito por meio de três resistências que permitiam monitorar a temperatura de evaporação. Essas resistências, quando ligadas, faziam com que a água fria presente em um reservatório termicamente isolado aquecesse. A água desse reservatório é responsável por realizar a troca de calor com o fluido refrigerante no evaporador. O aumento da temperatura de evaporação do fluido refrigerante, influencia no balanço energético do sistema. Como uma resposta à essa mudança, para manter o equilíbrio energético, a temperatura de condensação do sistema também se eleva, mantendo as outras condições do sistema constantes. Para monitorar a temperatura de condensação, variou-se a vazão de água vinda da torre de resfriamento para realizar a troca de calor com o fluido refrigerante no condensador. Quanto maior a vazão de água, mais calor era trocado entre a água e o fluido superaquecido vindo do compressor, portanto, menor a temperatura de condensação.

Uma torre de resfriamento do tipo evaporativo foi utilizada para reduzir a temperatura da água de condensação. Após sair do condensador, a água está aquecida devido à troca de calor com o fluido refrigerante superaquecido que saiu do compressor. A água é então transportada através de uma tubulação não-isolada. Dentro da torre de resfriamento, há um ventilador, responsável por gerar uma corrente de ar, o qual será responsável por retirar calor da água quente que chega na torre. De forma que aumente a troca de calor dentro da torre, há também um dispositivo responsável por umidificar o ar, fazendo com que o fluido dissipe uma quantidade maior de calor. A água fria, então, retorna para o condensador com o auxílio de uma bomba. Para controlar a vazão de água que retorna ao condensador, foi utilizado uma válvula. A Figura 2 apresenta um diagrama esquemático da bancada experimental.

Como a torre de resfriamento utiliza do ar ambiente para retirar calor da água, ela é extremamente influenciada pela temperatura ambiente. Em dias frios, a água poderia resfriar muito, fazendo com que a temperatura de evaporação fosse muito baixa. Em dias quentes, por outro lado, a água poderia não resfriar o suficiente, elevando muito a temperatura de evaporação. Devido a essa dependência, não era possível fazer um controle rigoroso da temperatura da água. Como forma de amenizar esse efeito, foi instalado um by-pass, conectando a saída de água do condensador com a entrada. Dessa forma, a água quente que sai do condensador iria se misturar com a água fria que entra, facilitando o controle da temperatura da água e, conseqüentemente, facilitando e estabilização do sistema.

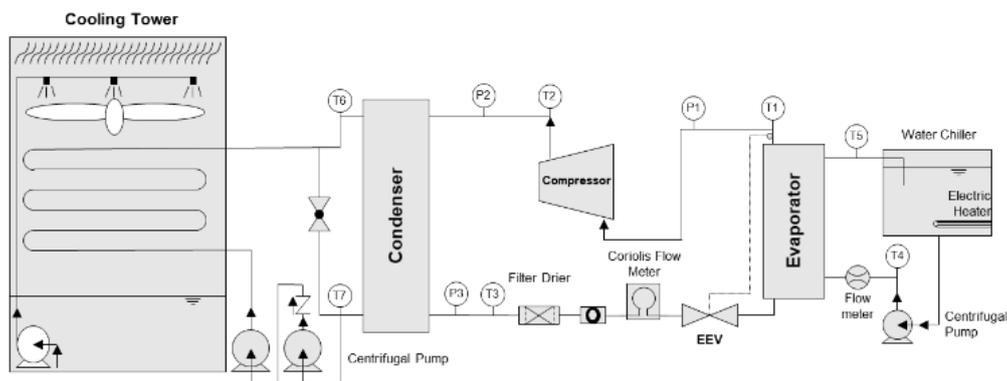


Figura 2. Diagrama esquemático do sistema de refrigeração utilizado para realizar os testes.

Para avaliar o desempenho do R410A e do R32, foram estabelecidos testes, submetendo os fluidos à diversas condições, mantendo algumas variáveis constantes e outras não. O superaquecimento em todos os testes foi fixado em 10 °C. Esse controle do superaquecimento foi permitido por meio da válvula de expansão eletrônica utilizada. Era possível realizar o controle da abertura da válvula de expansão, sendo que essa abertura controla a pressão na saída do evaporador e, conseqüentemente, o grau de superaquecimento. A temperatura de condensação do fluido também foi fixada em 41 °C, sendo controlada por meio da torre de resfriamento e da vazão de água entrando no condensador. Os dois parâmetros

variados durante os testes são a temperatura de evaporação e a frequência de alimentação do compressor. Para a realização dos testes, o compressor foi submetido às frequências de 45, 50, 55 e 60 Hz. A frequência de alimentação do compressor foi manipulada por meio de um inversor de frequência. Para cada uma dessas frequências, a temperatura de evaporação foi mudada de 7 °C até -7 °C, com incrementos de 2 °C.

A instrumentação do sistema foi feita de forma que todos os dados essenciais para o cálculo do desempenho energético e ambiental pudessem ser obtidos. Foram instalados sensores para a obtenção de pressão e temperatura em diferentes pontos do sistema: entrada e saída de fluido refrigerante do condensador; saída de fluido refrigerante do evaporador; entrada e saída de água do condensador; e entrada e saída de água do evaporador. Para a medição da temperatura, foram utilizados sensores RTD (*Resistance Temperature Detector*) tipo PT-100, conectados diretamente nas linhas de condensação, fluido refrigerante e de água gelada. Já a pressão foi medida utilizando transdutores do tipo piezo resistivos. Os sensores foram instalados na entrada e saída do condensador e na entrada do evaporador. Os trocadores de calor utilizados foram da empresa APEMA, com pressão máxima de 30 bar. Para o evaporador, utilizou-se o modelo AEK 070-40 de 40 placas e para o condensador utilizou-se o modelo AEK 095-60 de 60 placas. O medidor de vazão utilizado foi do tipo Coriolis, do fabricante Metroval, modelo RMH06-4FS1PN, com faixa de medição de 0,0098 a 0,1686 kg/s.

## 2.2 TEWI

Visando o objetivo de verificar se um fluido é compatível para ser substituído de outro já em uso, há a necessidade de realizar uma análise dos impactos de cada fluido quanto ao efeito estufa. Para fazer uma estimativa desse impacto, foi adotado o método TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*)

O impacto de um fluido refrigerante quanto ao efeito estufa pode ser dividido em duas partes. A primeira parte é classificada como o impacto direto do fluido. Isso quer dizer que é a parte relacionada à quantidade de fluido que é liberada para o meio atmosférico. Esse impacto é fortemente influenciado pelo GWP do fluido, pelo tipo de sistema de refrigeração utilizado e pela manutenção das operações e componentes. A segunda parte é classificada como o impacto indireto do fluido. Isso quer dizer que é a parte relacionada à quantidade de energia elétrica gasta pelo sistema e à poluição causada na geração dessa energia. A matriz energética do local onde o sistema está localizado é o principal fator que influencia no impacto indireto

Na Eq. 1 está apresentado como é feito o cálculo do TEWI.

$$TEWI = CO_2equ_{DIRETO} + CO_2equ_{INDIRETO} \quad (1)$$

Em que:

$CO_2equ_{DIRETO}$  : Impacto direto

$CO_2equ_{INDIRETO}$  : Impacto indireto

A parcela do TEWI que está associada ao efeito direto pode ser calculada pela Eq. 2.

$$CO_2equ_{DIRETO} = (GWPmL_{anual}n) + m(1 - \alpha)GWP \quad (2)$$

Em que:

GWP: Global Warming Impact [-];

m: Carga de fluido refrigerante [kg];

$L_{anual}$ : Taxa de vazamento anual [%];

n: Vida útil do sistema [anos];

$\alpha$ : Fator de reciclagem/recuperação de 0 à 100 [%].

A parcela associada ao efeito indireto pode ser calculada pela Eq. 3.

$$CO_2equ_{INDIRETO} = \beta E_{anual}n \quad (3)$$

Em que:

$\beta$ : Fator de emissões indiretas (kgCO<sub>2</sub> por kWh);

$E_{anual}$ : Consumo energético anual (kWh por ano).

## 3. Resultados Experimentais

### 3.1. Análise individual

A primeira parte dos resultados consiste na análise de forma separada do sistema de refrigeração operando com R410A e operando com R32. Para cada um dos fluidos refrigerantes foi realizado um total de trinta e dois testes, variando

dois parâmetros básicos para cada teste, sendo eles, a temperatura de evaporação e a frequência de operação do compressor.

A Fig. 3a apresenta os valores de capacidade de refrigeração em kW para cada uma das temperaturas de evaporação, utilizando R410A. Pode-se observar que para temperaturas de evaporação mais elevadas, a capacidade de refrigeração é maior. Esse resultado era esperado devido ao aumento da diferença nas temperaturas de evaporação e condensação. O aumento dessa diferença devido ao decremento da temperatura de evaporação, ocasiona uma entrada de fluido com título maior no evaporador, causando uma diminuição na diferença de entalpia entre a sua entrada e saída. Como consequência, a capacidade de refrigeração diminui. Para maiores frequências, a capacidade de refrigeração também aumenta. O aumento na frequência, gera um aumento na vazão mássica do sistema, fazendo com que a capacidade de refrigeração seja maior. Isso pode ser explicado por meio da Primeira Lei da Termodinâmica. A Fig. 3b é semelhante ao gráfico da Fig. 3a, porém utilizando R32. Pode-se observar que utilizando R32, os valores possuem a mesma tendência que ao utilizar R410A, comprovando a teoria. A partir das Figuras, podemos verificar que os valores mais altos de capacidade frigorífica utilizando R410A foram em torno de 15 kW, enquanto que, utilizando R32, os valores mais altos foram de, aproximadamente 17 kW.

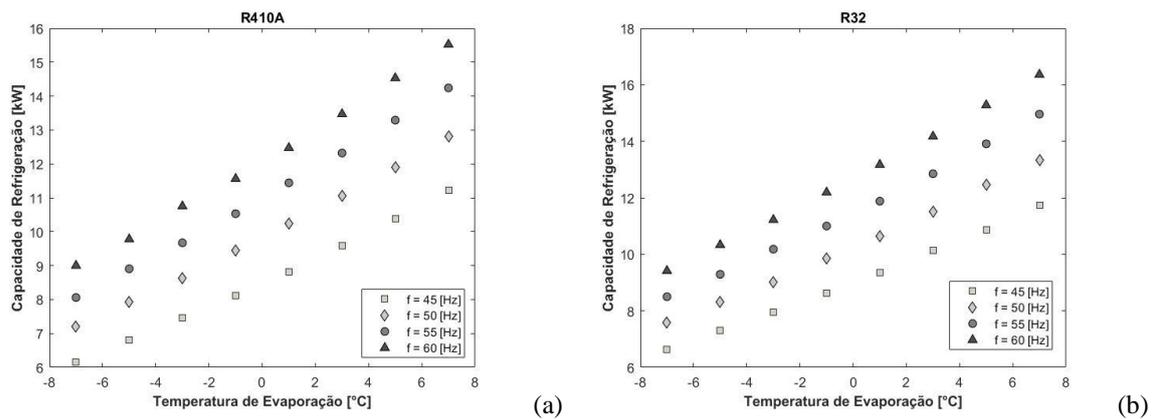


Figura 3. Capacidade de refrigeração para diferentes temperaturas de evaporação e frequências de operação, utilizando R410 (a) e R32 (b).

A Fig. 4a apresenta os valores de potência utilizada pelo compressor, em W, para cada uma das temperaturas de evaporação, utilizando R410A. Pode-se observar que para valores de temperatura de evaporação menores, o consumo do compressor é maior. Quanto maior a temperatura de evaporação de um ciclo, mantendo-se a temperatura de condensação constante, menor será a variação de pressão durante a fase de compressão. Dessa forma, espera-se que o consumo do compressor seja menor e, portanto, o resultado obtido está conforme o esperado. Sabendo que a potência é linearmente proporcional à frequência de operação, também se espera que os valores de potência sejam maiores para maiores frequências, o que foi obtido experimentalmente. A Fig. 4b apresenta os dados de consumo para o R32. Pode-se observar que a tendência se manteve, quando comparado aos resultados obtidos com R410A. Os consumos de potência mais altos para o R410A foram de, aproximadamente, 3570 W, enquanto os mais baixos foram de, aproximadamente, 2750 W. Já utilizando o R32, os maiores valores de potência consumida foram de, aproximadamente, 3700 W, enquanto os valores mais baixos foram de, aproximadamente, 2900 W.

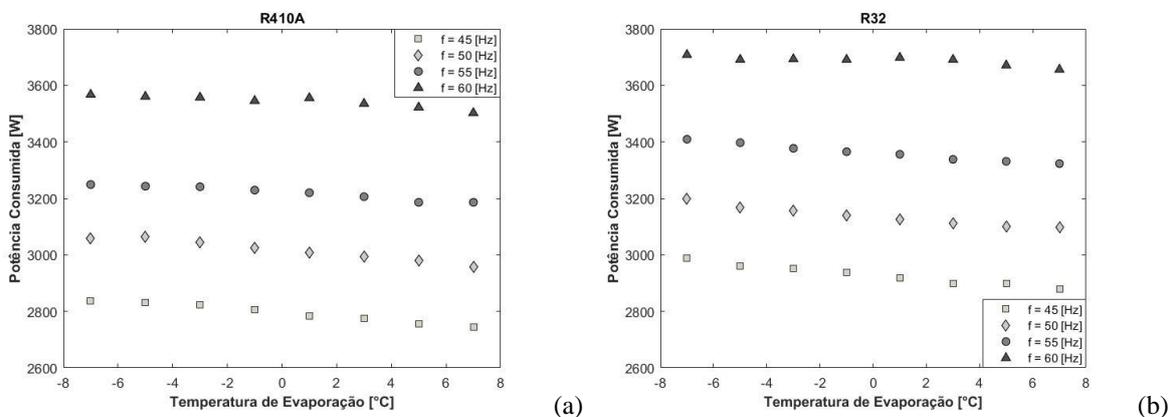


Figura 4. Consumo de potência do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e frequências de operação, utilizando R410A (a) e R32 (b).

A partir dos valores de capacidade frigorífica e de potência consumida pelo compressor, é possível realizar o cálculo do COP do sistema para cada uma das condições de teste. Os valores de COP encontrados para o sistema utilizando R410A e R32 encontram-se na Figura 5. Pode-se observar que para as temperaturas de evaporação maiores, os valores de COP foram mais elevados. Pode-se explicar esse fato, baseando-se nos valores obtidos anteriormente. O COP é uma relação entre a capacidade frigorífica e a potência consumida. Quanto maior a capacidade frigorífica e menor o consumo, maior o COP. Pode-se observar também que os valores de COP para o R32 são mais elevados do que os valores para R140A em mesmas condições, principalmente para a frequência de operação mais baixa. Os valores mais altos de COP foram de, aproximadamente, 5, enquanto os valores mais baixos foram de, aproximadamente 2,5, para ambos os fluidos refrigerantes.

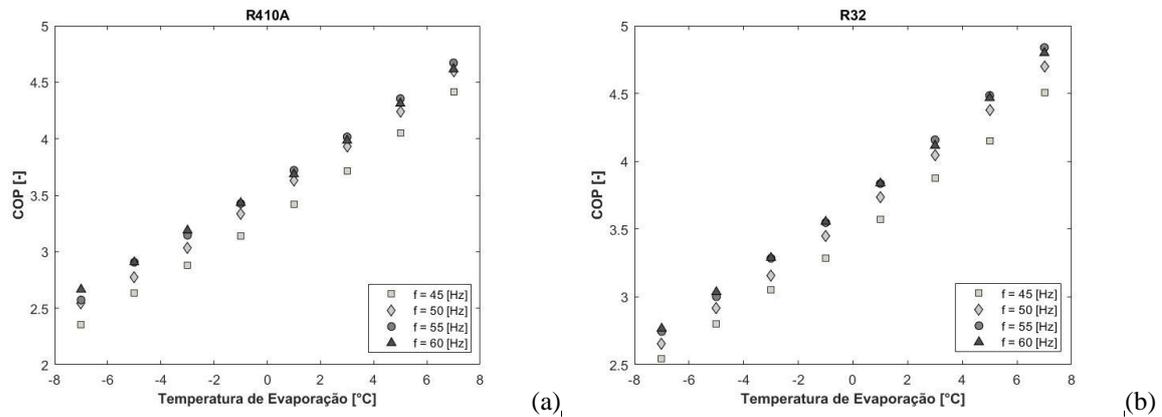


Figura 5. COP do sistema para diferentes temperaturas de evaporação e frequências de operação, utilizando R410A (a) e R32 (b).

Na Fig. 6 encontram-se os valores da temperatura de descarga do compressor de acordo com a temperatura de evaporação, utilizando R410A e R32. Pode-se observar que para menores temperatura de evaporação, a temperatura de descarga do compressor é maior, conforme esperado. Como dito anteriormente, quanto menor a temperatura de evaporação, maior será a diferença de pressão na fase de compressão, mantendo-se a mesma temperatura de condensação. Sabendo-se que, em um ciclo termodinâmico, pressão e temperatura são correlacionadas, quanto maior a diferença de pressão, maior será a diferença de temperatura. Também pode ser observado que para a frequência de 45 Hz, a temperatura foi consideravelmente maior. Esse fato pode ser explicado devido ao aumento dos vazamentos internos de gás durante a fase de compressão (Cho e Kim, 2000). Para o R410A, pode-se observar um incremento de pouco menos de ~25 °C entre as temperaturas mais baixas e mais elevadas, enquanto que para o R32, o incremento foi de ~35 °C.

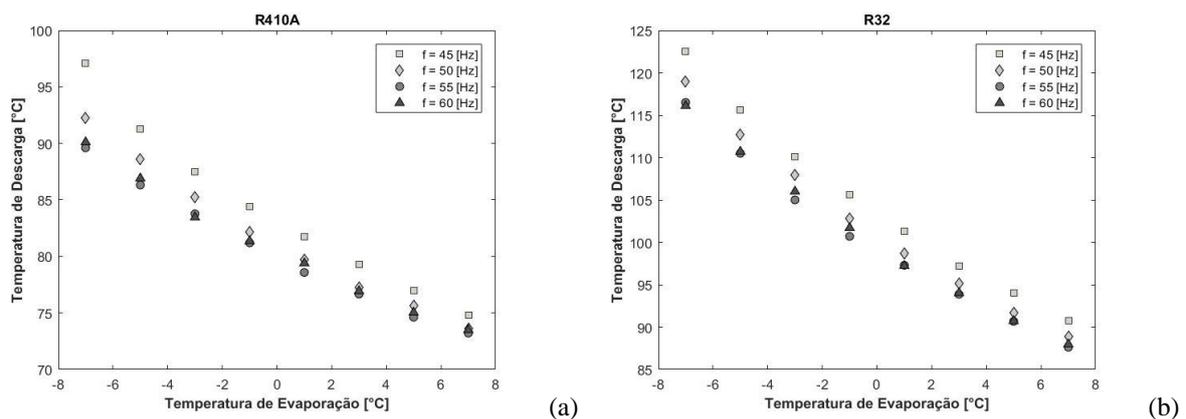


Figura 6. Temperatura de descarga do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e frequências de operação, utilizando R410A (a) e R32 (b).

### 3.2 Análise comparativa

A segunda parte dos resultados consiste na análise do sistema operando com R410A e operando com R32, comparando os resultados obtidos para ambos os casos.

Na Fig. 7, estão apresentados os valores da relação entre a capacidade de refrigeração utilizando R32 e R410A, para cada frequência de operação e para cada temperatura de evaporação. A partir da figura, pode-se observar que para todos os casos, os valores da capacidade de refrigeração para o R32 foram maiores quando comparados aos valores utilizando

R410A. Esses valores encontrados eram esperados, visto que, para uma mesma temperatura de evaporação, as diferenças de entalpia para o R32 são maiores do que para o R410A. Dessa forma, espera-se que os valores de capacidade frigorífica para o R32 sejam maiores. Os valores obtidos indicaram que a capacidade frigorífica utilizando R32 foram de ~3,8% até ~7,8% maiores.

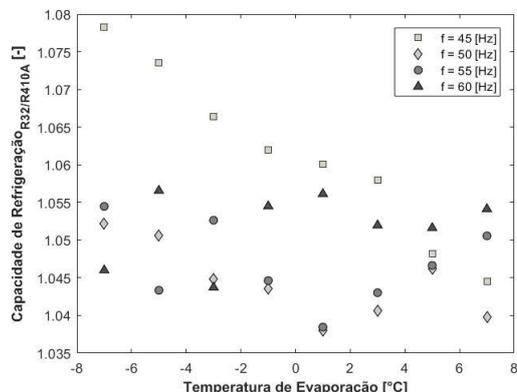


Figura 7. Relação entre as capacidades de refrigeração utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências de operação e diferentes temperaturas de evaporação.

Na Fig. 8, estão apresentados os valores da relação entre a potência consumida pelo compressor utilizando R32 e utilizando R410A, para as diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação do compressor. É possível observar que, para todas as condições de teste, a potência consumida utilizando R32 foi entre ~3,3% e ~5,3% maior, como esperado. Esse fato pode ser explicado aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica no compressor. Apesar do R32 possuir um volume específico maior do que o R410A e, conseqüentemente, apresentar menor vazão mássica, as diferenças de entalpia do R32 na entrada e na saída são maiores do que as diferenças do R410A. Isso pode ser explicado devido ao fato da compressão ocorrer isentropicamente, sendo que, as linhas isentrópicas para o R32 possuem curvas mais acentuadas na região de vapor superaquecido, quando comparadas às curvas isentrópicas do R410A nessa mesma região, como mostrado na Fig. 9.

Na Fig. 10 estão apresentados os valores da relação entre o COP obtido utilizando R32 e R410A, respectivamente. Pode-se observar que para todas as condições de teste, o COP obtido utilizando R32 foi maior do que o COP obtido utilizando R410A. O COP utilizando R32 foi entre ~2% até 8,1% maior do que utilizando R410A. Sabendo que o COP é uma relação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida, podemos afirmar que os resultados obtidos estão dentro do esperado. Fazendo uma comparação entre as figuras 7 e 8, podemos observar que o acréscimo de capacidade frigorífica foi maior do que o acréscimo de potência consumida para todas as condições. Dessa forma, haverá um aumento no COP para todos os casos.

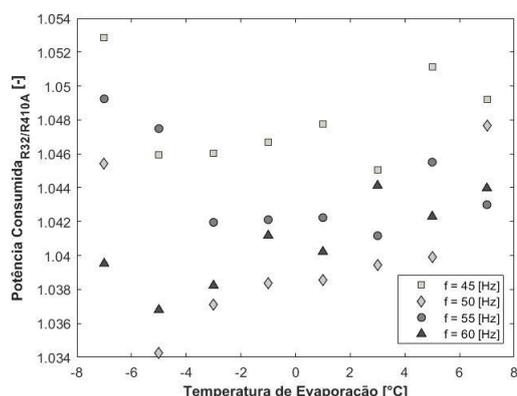


Figura 8. Relação entre as potências consumidas utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências de operação e diferentes temperaturas de evaporação.

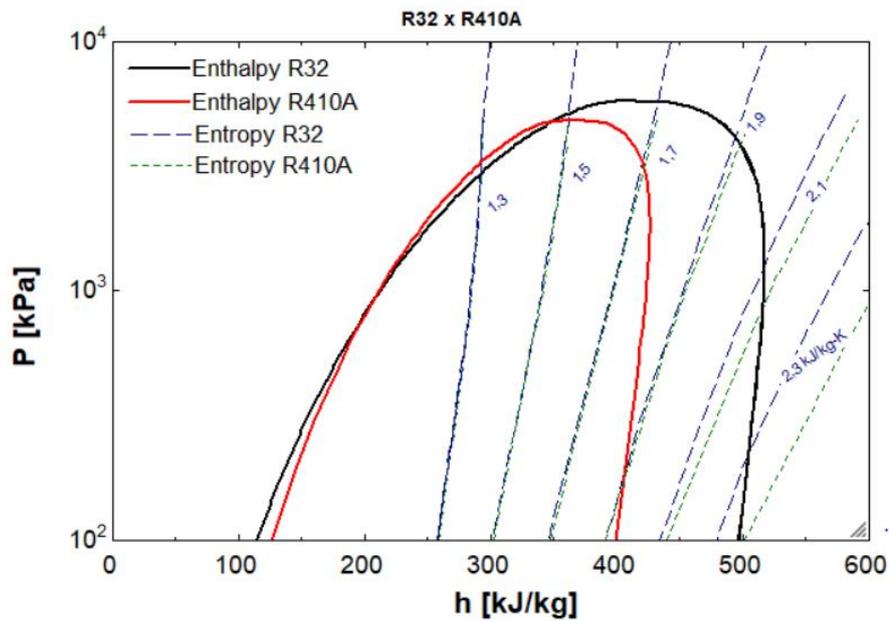


Figura 9. Valores de entalpia [kJ/kg] e de entropia [kJ/(kg·k)] para o R32 e para o R410A. Figura gerada utilizando o software Engineering Equation Solver [EES].

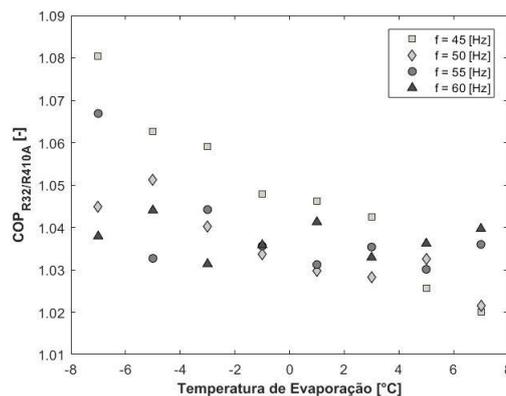


Figura 10. Relação entre COP utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências e diferentes temperaturas de evaporação.

Na Fig. 11 estão apresentados os valores da relação entre a temperatura de descarga do compressor utilizando R32 e utilizando R410A, respectivamente, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação. Pode ser observado que para todas as condições de teste, houve um aumento de ~20% até ~30% ao substituir o R410A por R32. Como pode ser observado na Fig. 10, as curvas de entropia na região de vapor superaquecido para o R32 são claramente mais inclinadas. Dessa forma, é esperado que haja um maior aumento na temperatura de descarga utilizando este fluido.

Para fazer uma análise de qual fluido possui a melhor performance nas condições de teste realizadas, podemos fazer uma análise dos valores de COP e de capacidade refrigerante para ambos os fluidos em todas as condições, visto que, esses são os principais parâmetros utilizados na avaliação de um sistema de refrigeração. Na Fig. 12 estão apresentados esses valores. Pode ser observado que todos os valores obtidos ficaram no primeiro quadrante do gráfico. Isso significa que, para todas as condições analisadas, houve um aumento no COP e na capacidade de refrigeração e, portanto, pode-se falar que houve uma melhora na performance do sistema ao utilizar o R32.

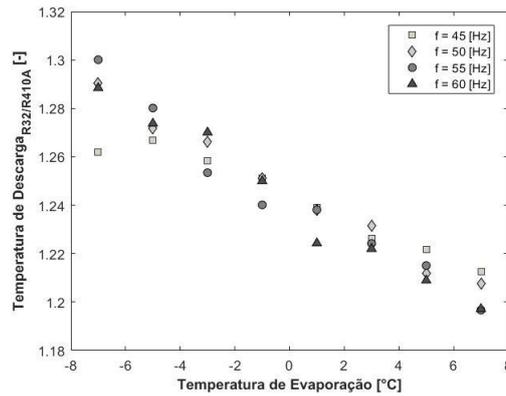


Figura 11. Relação entre as temperaturas de descarga utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação.

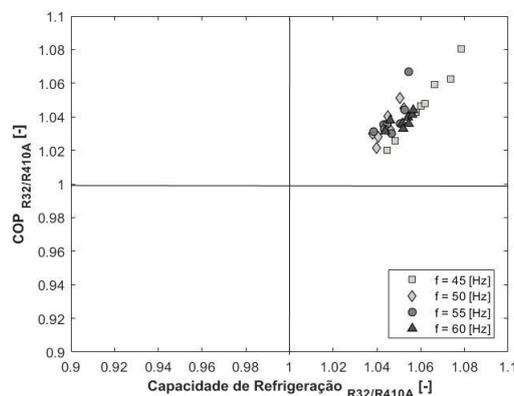


Figura 12. Valores da relação de COP e relação de capacidade de refrigeração para todas as condições de teste analisadas

### 3.3 TEWI

Para calcular o TEWI, a taxa de vazamento anual foi considerada em 7% para ambos R32 e R410A. Esse valor foi utilizado pois o sistema utilizado é um chiller, com aplicação para refrigeração típica (“Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012”, 2012). O GWP para o R32 é 675, enquanto que o GWP para o R410A é 2088, como dito anteriormente. A carga de fluido refrigerante do R410A foi 2,045 kg, enquanto do R32 foi 1,500 kg. A vida útil do equipamento foi considerada em 10 anos, com 70% do fluido refrigerante recuperado ao final da vida útil. Para calcular o consumo de energia elétrica anual do equipamento, utilizou-se a potência consumida em duas condições de teste distintas: 60 Hz à 7° C e 60 Hz à -7° C. A potência consumida foi multiplicada pela quantidade de horas operantes por ano. Foram consideradas 3600 horas de operação. Para calcular as emissões de CO<sub>2</sub>, foi utilizada a matriz energética brasileira, 0,073 kgCO<sub>2</sub>/kWh.

Para o R410A, o TEWI obtido foi de, aproximadamente, 13,47 tonCO<sub>2</sub>. Para o R32, o TEWI obtido foi de, aproximadamente, 10,60 tonCO<sub>2</sub>, ou seja, cerca de 22% menor do que para o R410A. Dessa forma, mesmo com o consumo de energia maior do R32, o que aumenta o seu impacto indireto, o efeito total ao meio ambiente desse fluido é menor, devido ao seu impacto direto consideravelmente menor. O decréscimo no impacto direto é devido à menor carga de fluido refrigerante e ao menor GWP.

## 4. CONCLUSÕES

Após a coleta dos dados experimentais e os cálculos quanto ao impacto ambiental serem finalizados, pode-se concluir que o R32 pode ser um possível substituto direto do R410A para aplicações de sistemas de resfriamento.

R32 apresentou maiores capacidades frigoríficas e maiores valores de COP quando comparado ao R410A. Dessa forma, a performance geral do R32 foi melhor do que a performance geral do R410A, mesmo o R32 necessitando de um maior consumo de potência e apresentando temperaturas de descarga mais elevadas.

A análise do TEWI mostrou que os impactos ambientais são menores quando utilizando R32 ao invés de R410A. Isso é principalmente devido ao menor GWP e menor carga de fluido refrigerante, reduzindo impactos diretos. Por outro lado, o impacto indireto do R32 é maior devido ao maior consumo de potência.

#### 4. REFERÊNCIAS

- Barve A., Cremaschi L., “Drop-in performance of low GWP refrigerants in a heat pump system for residential applications”. Purdue, US: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2012.
- Cho H. H., Kim Y., “Experimental Study on an Inverter-Driven Scroll Compressor with an Injection System”. Purdue, US: *International Compressor Engineering Conference. [S.l.]: Purdue University*. 2000.
- International Energy Agency, “CO2 Emissions from fuel combustion”, 2011.
- IPCC. 2007. Solomon S., Qin D., Manning M., Chen Z., Marquis M., Averyt KB., Tignor M., Miller HL. (Eds.). “Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change”. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, p. 996.
- AIRAH (The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating), “Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012”, 2012.
- Pimenta, J., “Use of hydrocarbon refrigerants in residential application” In *Uso de Refrigerantes Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado*, p. 253, 2007.
- Queiroz, M., Antunes, A., Parise, J., Bandarra Filho, E., “Utilização do propano como drop in do R134a em um sistema de refrigeração comercial tipo cascata com CO2”, 2017.
- Schultz K., “Performance of R410A and R22 low GWP alternative refrigerants at elevated ambient temperatures”. Purdue, US: *15<sup>th</sup> International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2014
- Tian Q., Cai D., Ren, L., Tang W., Xie Y., He G., Liu F., “An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners”, In *International Journal of Refrigeration*, p. 216-228, 2015
- United Nations Environment Programme, “Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer”. Kigali, Rhuanda. 2016

#### EXPERIMENTAL EVALUATION OF PERFORMANCE OF R32 AS A SUBSTITUTE FOR R410A IN COOLING SYSTEMS

**Abstract.** *The following paper presents an experimental evaluation of a cooling system using R410A, verifying if the refrigerant R32 is a possible substitute due to its considerably lower GWP. This research was motivated by the current necessity to find alternative refrigerants that have the lowest impact possible to the environment. To make this work possible, an experimental cooling bench was setup, with nominal capacity of 5 TR (~15,6 kW) so that it was possible to obtain operational parameters such as: cooling capacity, compressor power consumption, coefficient of performance and compressor discharge temperature. The environmental impact was calculated by using the TEWI methodology. Tests were performed varying the evaporation temperature between -7 and 7 °C, while the condensing temperature was maintained in 41 °C. Besides the evaporation temperature, the compressor operation frequency was varied from 45 to 60 Hz. The results obtained showed that compressor power consumption using R32 increased from 3 to 5% when compared to R410A. The cooling capacity presented itself 3 to 7% higher when using R32. The Coefficient of Performance was 2 to 8 % better when using R32. The compressor discharge temperature was 20 to 30 °C lower when using R410A. To all evaluated test conditions, the Coefficient of Performance and cooling capacity were higher for R32, therefore concluding that R32 performance was superior than R410A performance. Finally, calculating the for both analysed refrigerants, it was noticed that direct impacts were reduced using R32, mostly due to its lower refrigerant mass in the system and its considerably lower GWP. On the other hand, due to higher power consumption, indirect impacts were higher for R32.*

**Keywords:** *R410A, R32, cooling system, TEWI*